

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



“METODOLOGÍA DE DISEÑO DE CHASIS EN ALUMINIO”

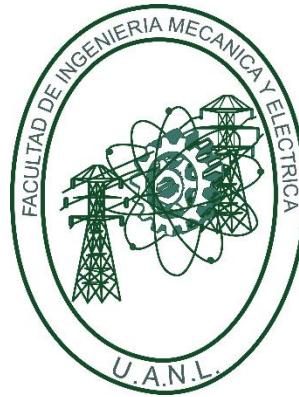
POR

ANA LORENA RAMOS GARCÍA

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

NOVIEMBRE 2018

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



“METODOLOGÍA DE DISEÑO DE CHASIS EN ALUMINIO”

POR

ANA LORENA RAMOS GARCÍA

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

NOVIEMBRE 2018

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis “Metodología de diseño de chasis en aluminio”, realizada por la alumna Ana Lorena Ramos García, con número de matrícula 1314600, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.

El Comité de Tesis



Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández

Asesor



Dra. Tania Paloma Berber Solano

Revisor



Dra. Natalia Andrea Navarrete Alzate

Revisor



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirección de Estudio de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, noviembre 2018

Dedicatoria

A mis padres y a mi esposo Erick,
Por todo su apoyo incondicional.

Agradecimientos

A Metalsa S.A. de C.V. por brindarme el apoyo necesario para realizar tanto las materias como la tesis.

A la Dra. Natalia Andrea Navarrete Alzate por darme su apoyo como coordinadora y asesora.

A mi asesor académico el Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández por su gran apoyo y asesoría.

Al CLAUT por el apoyo que brindó al programa.

A Edgar Alberto Fernández Montoya por apoyarme al inicio de los estudios de maestría.

A Oscar Adrian Sanchez Leal por el apoyo en la parte de CAE.

A mi familia por apoyarme incondicionalmente.

Resumen

Actualmente en la industria automotriz se está trabajando en la eficiencia de energía, a través de mejoras en los vehículos, tanto en los motores como en la reducción de peso para poder cumplir con la exigencia de nuevas regulaciones y del mercado.

La empresa Metalsa, trabaja en el diseño y manufactura de estructuras de chasis para vehículos ligeros y comerciales, por lo que la aportación de la empresa a la mejora de la eficiencia energética se enfoca principalmente en la reducción de peso.

Tomando en cuenta dicho objetivo, el presente trabajo tiene como finalidad el desarrollo de una metodología de diseño que permita a los diseñadores contar con una base científica al momento de generar propuestas de cambio de material de acero a aluminio para reducción de peso en chasis de camiones clase 8.

Dicha metodología parte de lo que actualmente existe en el mercado, por lo que se definen parámetros de desempeño tomando en cuenta rigidez vertical y torsional, además de frecuencias mínimas de doblado, torsión y lateral, para las cuales se fijan valores objetivo.

Posteriormente, se reemplaza el material del chasis base para observar zonas críticas y analizar resultados en base a los cuales se estableció una metodología.

Finalmente, se realizó un caso de estudio en el cual se probó que la metodología es un buen inicio para diseñar de manera más precisa, reduciendo la cantidad de iteraciones, de esta manera reduciendo el tiempo dedicado a cada diseño.

ÍNDICE GENERAL

Listado de símbolos	IX
Índice de figuras	XII
Índice de tablas.....	XIV
Capítulo 1: Introducción	1
1.1 Hipótesis.....	4
1.2 Objetivo general	4
1.2.1 Objetivos específicos	4
1.3 Justificación.....	5
1.4 Estructura de la tesis.....	5
1.5 Antecedentes	6
Capítulo 2: Conceptos generales de chasis para vehículos pesados	9
2.1 Características de desempeño del chasis	9
2.2 Parámetros de diseño	10
2.3 El proceso de diseño	16
2.4 Selección de materiales	16
Capítulo 3: Metodologías de diseño.....	19
3.1 Introducción.....	19
3.2 Diseño para seis-sigma	19
3.3 Diseño de experimentos	21
3.4 Despliegue de la función de calidad	24
3.5 Solución inventiva de problemas (TRIZ)	26
Capítulo 4: Método de elemento finito	30
4.1 Definición del método de elemento finito	30
4.2 Historia del método de elemento finito	30
4.3 Método de la energía potencial	32
4.4 Análisis modal	37
Capítulo 5: Experimentación.....	41
5.1 Introducción.....	41
5.2 Cambio de material	41
5.3 Diseño de experimentos	42

5.3.1	Paso 1: Reconocimiento y declaración del problema	44
5.3.2	Paso 2: Selección de factores y niveles.....	44
5.3.3	Paso 3: Selección de la variable de respuesta	45
5.3.4	Paso 4: Elección del diseño experimental.....	45
5.3.5	Paso 5: Realizar el experimento.....	46
5.4	Análisis del vehículo cargado.....	47
Capítulo 6: Resultados y discusión		48
6.1	Introducción.....	48
6.2	Resultados del cambio de material	48
6.3	Características del chasis de aluminio.....	50
6.3.1	Frecuencias naturales	50
6.4	Resultados del diseño de experimentos.....	51
6.4.1	Paso 6: Análisis de datos.....	52
6.4.2	Paso 7: Toma de decisiones	61
6.5	Resultados del vehículo cargado	61
6.6	Metodología propuesta para diseño de chasis en aluminio	63
6.7	Caso de estudio.....	64
6.8	Simulación y resultados.....	66
Capítulo 7: Conclusiones y recomendaciones.....		68
7.1	Conclusiones	68
7.2	Recomendaciones y trabajo futuro	69
Referencias.....		70
Resumen autobibliográfico		74
Ana Lorena Ramos García		74

LISTADO DE SÍMBOLOS

D

$\{d\}$ Desplazamientos nodales

dx Diferencial de desplazamiento

E

E Módulo de elasticidad

F

F Fuerza aplicada

$\{f\}$ Sistema de carga total

F_S Factor de seguridad

F_{max} Fuerza máxima

I

I_z Momento de inercia en el eje Z

K

k Constante de rigidez

k_t Rigidez torsional

k_v Rigidez a flexión

M

m Masa

P

$\{P\}$ Cargas externas concentradas

S

S_{zz} Módulo de sección

T

t Tiempo

T Torque

T_s Cargas superficiales

U

U Energía de deformación interna

V

V Volumen

W

W_e Trabajo externo

X

x Nueva posición al desplazarse en el espacio

X Posición en el espacio

$\{X\}$ Matriz de peso corporal

x_{max} Deformación máxima

Z

Z_{cog} Distancia al centro de gravedad en el eje Z

Símbolos griegos

ε Deformación

θ Ángulo resultante

θ_x Rotación angular sobre el eje X

θ_y Rotación angular sobre el eje Y

θ_z	Rotación angular sobre el eje Z
ρ	Densidad
σ	Esfuerzo
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo
σ_y	Límite elástico
π_p	Energía potencial total
$\{\psi\}$	Función de desplazamiento general
Ω	Energía potencial de las fuerzas externas

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Diagrama de sistemas y componentes del vehículo	1
Figura 1.2.- Diagrama de componentes del sistema de chasis	2
Figura 2.1. Chasis tipo escalera	9
Figura 2.2. Cargas aplicadas en el chasis por otros sistemas	11
Figura 2.3. Chasis torciéndose por diferentes cargas en las llantas	12
Figura 2.4. Imagen del chasis con sus componentes principales.	15
Figura 2.5. Proceso de diseño de concepto	16
Figura 3.1. Modelo general de un proceso	22
Figura 3.2. La casa de la calidad	26
Figura 4.1. (a) Resorte sometido a fuerza gradualmente creciente F. (b) Curva de fuerza/deformación para resorte lineal.....	33
Figura 4.2. Muelle lineal sometido a fuerzas nodales	35
Figura 4.3. Sistema masa-resorte sometido a una fuerza dependiente del tiempo.....	38
Figura 4.4. Diagrama de cuerpo libre de la masa de la figura 4.3	38
Figura 5.1. Modelo utilizado para el diseño de experimentos.	43
Figura 6.1. Comparación de desempeño entre chasis con componentes de acero (0%), solo con largueros de aluminio (color naranja) y componentes de aluminio (color gris). en el caso de carga 1G.....	49
Figura 6.2. a) Gráficas de efectos principales para la respuesta de salida peso.....	53
Figura 6.2. b) Gráficas de efectos principales para la respuesta de salida desplazamiento máximo en largueros.	53
Figura 6.2. c) Gráficas de efectos principales para la respuesta de salida desplazamiento máximo en travesaños.	54
Figura 6.2. d) Gráficas de efectos principales para la respuesta de salida esfuerzo máximo en largueros.	54
Figura 6.2. e) Gráficas de efectos principales para las respuestas de salida esfuerzo máximo en travesaños.	55
Figura 6.3. a) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida peso.	56
Figura 6.3. b) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida desplazamiento máximo en largueros.....	56
Figura 6.3. c) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida desplazamiento máximo en travesaños.....	57
Figura 6.3. d) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida esfuerzo máximo en largueros.....	57
Figura 6.3. e) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida esfuerzo máximo en travesaños.....	58
Figura 6.4. a) Gráficas de contorno para la respuesta de salida desplazamiento máximo en largueros.	58
Figura 6.4. b) Gráficas de contorno para la respuesta de salida desplazamiento máximo en travesaños.	59

Figura 6.4. c) Gráficas de contorno para la respuesta de salida esfuerzo máximo en largueros.....	59
Figura 6.4. d) Gráficas de contorno para la respuesta de salida esfuerzo máximo en travesaños.....	60
Figura 6.5. Optimización para minimizar los valores de las variables de salida.	60
Figura 6.6. Representación gráfica de la concentración de esfuerzos.....	62
Figura 6.7. Proceso actual de diseño.....	63
Figura 6.8. Proceso propuesto de diseño.....	63
Figura 6.9. Representación gráfica de las zonas de concentración de esfuerzos.	64
Figura 6.10. Modelo propuesto.	65
Figura 6.11. Comparación del peso de 3 chasises.....	65
Figura 6.12. Representación gráfica de las zonas de concentración de esfuerzos.	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Clasificación de vehículos comerciales	3
Tabla 2.1. Masa del tanque de combustible y sus componentes	11
Tabla 2.2. Objetivos de desempeño a nivel sistema.....	14
Tabla 2.3. Objetivos de desempeño a nivel componente	15
Tabla 2.4. Comparación de las propiedades físicas del aluminio puro y sus aleaciones con el acero	17
Tabla 2.5. Propiedades mecánicas de las aleaciones de acero comúnmente utilizados para manufactura de chasis	18
Tabla 2.6. Propiedades mecánicas de la aleación de aluminio seleccionado para la manufactura del chasis	18
Tabla 5.1. Casos para las simulaciones de cambio de material	42
Tabla 5.2. Diferentes variantes de componentes y pesos del camión clase 8 VNM 630.	42
Tabla 5.3. Despliegue de los factores y niveles para el experimento.	44
Tabla 5.4. Diseño factorial fraccionado con un valor central codificado.	46
Tabla 5.5. Diseño factorial fraccionado con un valor central decodificado.....	46
Tabla 6.1. Resultados del cambio de material para las 3 simulaciones realizadas.	48
Tabla 6.2. Desempeño del chasis de aluminio	50
Tabla 6.3. Desempeño de los componentes del chasis.....	50
Tabla 6.4. Resultados del diseño factorial fraccionado.....	52
Tabla 6.5. Resultados de las simulaciones con carga.....	62
Tabla 6.6. Desempeño del chasis Propuesto de aluminio	66

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

El vehículo completo se divide tradicionalmente en tres sistemas: Tren motriz, chasis/suspensión y carrocería (la estructura se muestra gráficamente en la figura 1.1). El tren motriz contiene elementos que impulsan el vehículo, la carrocería proporciona espacio para personas y carga, y el chasis y la suspensión permiten que el vehículo circule, gire y pare. Los vehículos modernos integran el cuerpo y el chasis en una estructura conocida como monocasco. El resultado de esta integración es que no todos los componentes necesarios para el transporte están incluidos en el chasis. Los camiones, las camionetas (pick-ups) y algunos vehículos utilitarios deportivos (SUV) todavía se fabrican utilizando una estructura de carrocería sobre bastidor que permite un chasis rodante (rolling chassis) completo independiente del cuerpo [1].

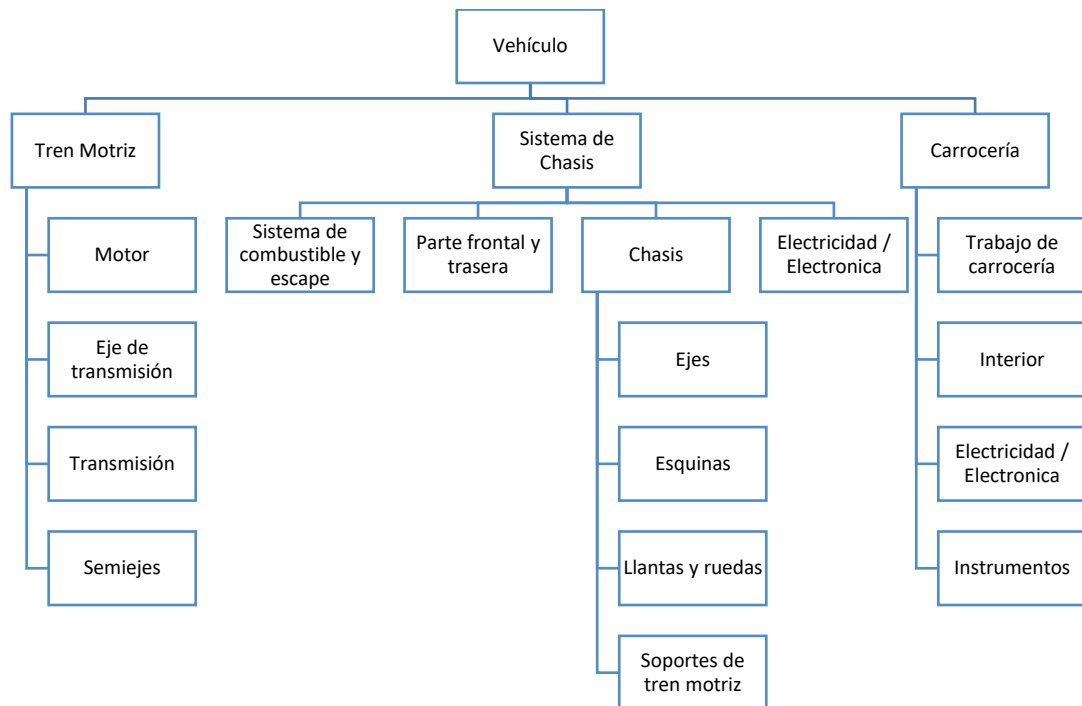


Figura 1.1. Diagrama de sistemas y componentes del vehículo [1].

Además de la carrocería y el tren motriz, el chasis y la suspensión son componentes principales del vehículo comercial y juntos se componen de las ruedas, porta ruedas, cojinetes de las ruedas, frenos, suspensión, bastidores auxiliares, muelles (incluidos estabilizadores), amortiguadores, mecanismo de dirección, varillaje de dirección, columna de dirección y rueda, conjunto de pedales, montajes de motor, ejes de transmisión, diferencial y cualquier sistema de control de chasis, la figura 1.2 muestra un diagrama de componentes del sistema de chasis [2].

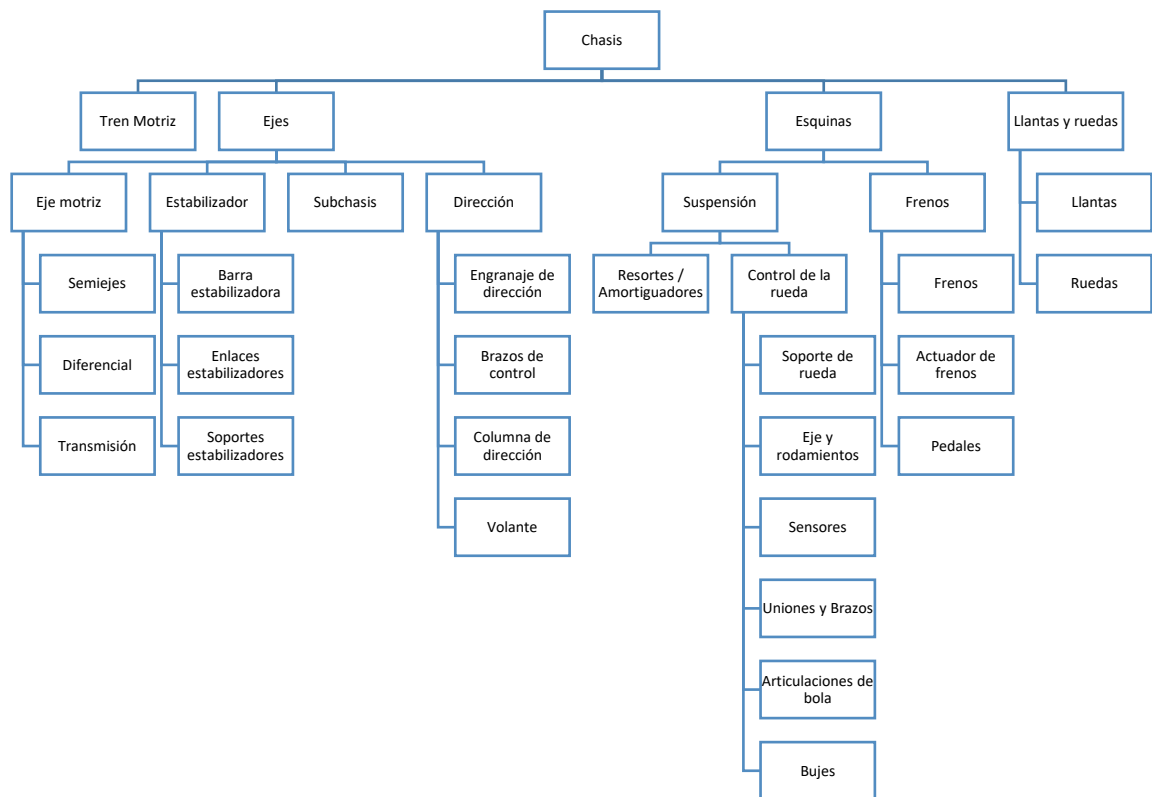


Figura 1.2.- Diagrama de componentes del sistema de chasis [1].

El chasis constituye el componente estructural más importante de un vehículo, ya que permite soportar el efecto de cargas estáticas y dinámicas, que son naturales dentro de su proceso normal de operación, como, por ejemplo: las reacciones de los movimientos del motor y del eje, recibe las fuerzas de reacción de las ruedas en la aceleración y el frenado, y absorbe las fuerzas aerodinámicas del viento y los impactos de la carretera a través de la suspensión [2].

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

Para desarrollar el diseño de un chasis es necesario definir el tipo de vehículo y las condiciones de operación a las que será sometido. Los parámetros críticos se podrían resumir en cinco categorías: restricciones dimensionales, tiempo de vida útil, rigidez de la estructura para diferentes tipos de carga, procesos de manufactura y ensamble disponibles, y mecanismos de falla.

Aunque el desempeño y las características de los vehículos ha cambiado significativamente en los últimos 20 años, como consecuencia de los desarrollos de tecnologías electrónicas, el diseño de los chasis ha permanecido prácticamente igual.

Existen diversas clasificaciones de camiones comerciales, en Estados Unidos, la clasificación de camiones comerciales se determina según la clasificación de peso bruto del vehículo (GVWR, por sus siglas en inglés). Las clases van de 1 a 8. Esta es la clasificación regulada realizada por la Administración Federal de Carreteras (FHWA, por sus siglas en inglés) del Departamento de Transporte.

El vehículo (camión) que un OEM puede ofrecer a la flotilla debe encajar en una de esas clases dependiendo del GVWR que puedan manejar.

Tabla 1.1. Clasificación de vehículos comerciales [3].

Peso Bruto del Vehículo (lbs)	Administración federal de carreteras		Oficina del censo de EEUU
	Clase de vehículo	Categoría por GVWR	Clase de VIUS*
<6,000	Clase 1: <6,000 lb	Trabajo ligero <10,000 lb	Trabajo ligero <10,000 lb
10,000	Clase 2: 6,001 - 10,000 lb		
14,000	Clase 3: 10,001 - 14,000 lb	Trabajo medio 10,001 - 26,000 lb	Trabajo medio <10,000 lb
16,000	Clase 4: 14,001 - 16,000 lb		
19,500	Clase 5: 16,001 - 19,500 lb		
26,000	Clase 6: 19,501 - 26,000 lb		Trabajo pesado-ligero 19,001 - 26,000 lb
33,000	Clase 7: 26,001 - 33,000 lb	Trabajo pesado >26,001 lb	Trabajo pesado >26,001 lb
>33,000	Clase 8: >33,001 lb		

*Inventario de vehículos y encuesta de uso (VIUS, por sus siglas en inglés).

1.1 HIPÓTESIS

Es posible disminuir el peso de un chasis de acero por lo menos 15%, cambiando el material a aluminio, sin afectaciones de rendimiento con el uso de una metodología adecuada.

1.2 OBJETIVO GENERAL

Desarrollar una metodología de diseño para transformar un chasis de camiones comerciales clase 8, con base de acero por uno a base de aluminio sin sacrificar el desempeño, logrando una reducción de peso de por lo menos 15%.

1.2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar las características de desempeño y parámetros de diseño de un chasis para camiones comerciales, a través de simulaciones realizadas en diversos chasis de referencia para poder determinar los rangos en los que normalmente opera un chasis.
- Definir objetivos de desempeño para cada uno de los componentes del chasis para trasladar los objetivos del sistema a un nivel subsistema y así realizar modificaciones desde el nivel componente.
- Evaluar la sensibilidad del desempeño del chasis a cambios en los parámetros de diseño de los componentes para comprender cuales son las combinaciones más significativas y proponer modificaciones en base a este análisis.
- Comparar el desempeño de un chasis hecho en acero con uno hecho en aluminio con la misma geometría, para poder aislar específicamente las propiedades del material de las propiedades geométricas.
- Desarrollar una metodología para diseñar un chasis en aluminio que iguale el desempeño de un chasis hecho a base de acero para lograr la reducción esperada de por lo menos 15%.
- Implementar la metodología en un caso de estudio para corroborar su funcionalidad.

1.3 JUSTIFICACIÓN

La reducción de emisiones es una prioridad para el gobierno de Estados Unidos a través de las regulaciones de la Agencia de Protección Ambiental (EPA) por sus siglas en inglés [4] y la Administración Nacional de Seguridad del Tráfico en Carretera (NHTSA) también por sus siglas en inglés [5], para vehículos comerciales de servicio mediano y pesado, las cuales son cada vez más restrictivas. Por lo que la industria automotriz, ha centrado su atención en 2 alternativas: la reducción del peso total del vehículo y el uso de sistemas de propulsión eléctricos. Para ambas soluciones se requiere de un chasis más ligero al que se produce actualmente.

En la industria, se ha detectado esta área de oportunidad y las empresas han estado colaborando en esta dirección. Una de las ideas de solución ha sido trabajar en la sustitución de acero, como material estructural, por aluminio. Muestra de ello, es un proyecto que está actualmente activo con el gobierno de Estados Unidos, a través del departamento de energía [6], en donde se está apostando por un chasis 100% aluminio.

Como consecuencia, la motivación de este trabajo se origina por la necesidad que tiene la industria de desarrollar una metodología que le permita realizar el cambio de material en el chasis sin afectar su desempeño.

1.4 ESTRUCTURA DE TESIS

Se pretende desarrollar y probar la efectividad de la metodología en este trabajo. Se usarán algunos de los diseños de chasis, de camiones comerciales, que se encuentran actualmente en producción.

Inicialmente, se tomará una estructura y se evaluará su desempeño en condiciones de carga estáticas, (capítulo 2). Posteriormente se observará el efecto del cambio de material en su desempeño, a través de pruebas virtuales, con simulaciones de elemento finito, para identificar áreas críticas, esta comparación y análisis de sensibilidad se describirán en los capítulos 3 y 4. A continuación, se identificarán y definirán los cambios en diseño que podrían igualar o incluso mejorar el desempeño del chasis de acero. Este

proceso, se realizará de forma iterativa hasta obtener un diseño de chasis, de aluminio, que cumpla con el desempeño requerido, en el capítulo 5.

Como resultado del proceso anterior, será posible formular una metodología de diseño para transformar un chasis manufacturado de acero por uno a base de aluminio sin sacrificar el desempeño, en el capítulo 6.

Por último, dicha metodología será probada con un caso de estudio en el capítulo 7.

1.5 ANTECEDENTES

Ojo Kurdi y sus colaboradores [7], realizaron una investigación donde se buscaba maximizar la rigidez torsional y minimizar el peso de un chasis, ya que la baja rigidez torsional puede causar resonancia o vibración. En su trabajo, la rigidez torsional de varios tipos de chasis de camiones pesados y algunos tipos modificados, a saber: modelo de arco, modelo de bloque, modelo de orificio, modelo de orificios múltiples y modelo de bloque total, se determinan mediante el método de elementos finitos. La rigidez torsional de varios chasis se empató con la comparación de peso para obtener el mejor diseño de chasis que tenga una alta rigidez torsional y un bajo peso. Según el resultado de la simulación, el modelo de agujeros múltiples es el mejor diseño debido a la mayor rigidez torsional y la masa más baja.

Isha Tikekar y Abhinav Dalme [8] realizaron un estudio para la reducción de peso de un chasis “Heavy Duty” a través de optimización de material, donde se llevó a cabo un análisis estático estructural del chasis. El modelo de chasis se optimizó para disminuir el peso por reducción de volumen y cambio de material. Se identificaron áreas críticas en el chasis mediante la optimización topológica, donde se probaron y simularon diferentes materiales para la reducción de peso a la vez que se conservaron los desplazamientos y los esfuerzos dentro de los límites permisibles, que para este estudio se definieron un desplazamiento máximo de 22.5mm y un esfuerzo máximo en 379.3MPa. Se descubrió que es posible cambiar los materiales de los miembros laterales a acero de alta resistencia y los travesaños a fibra de carbono para obtener una reducción de peso del 11% sin

ninguna reducción en la resistencia del chasis junto con la reducción del desplazamiento estático del chasis.

P. Laxminagaprasad [9] y sus colaboradores trabajaron en la sustitución del material de acero para un chasis por fibra de carbono y fibra de vidrio, el estudio concluye que la fibra de carbono tiene en menor esfuerzo y peso de los 3 materiales.

Joel Luke Galos [10], exploró el uso de materiales compuestos ligeros en el diseño de remolques de carga como un medio para reducir las emisiones de la industria del transporte de carga. Concluyó que la aplicación de compuestos en los remolques hasta la fecha ha estado en gran medida limitada por los costos relativamente altos de material y producción. Se utilizó un análisis de peso estadístico de dos flotillas de carga por carretera y una estimación del consumo de energía, a través de un análisis del ciclo de conducción, para identificar los remolques que son particularmente adecuados para la reducción de peso.

La parte final de su trabajo exploró las opciones para aligerar el chasis del remolque de manera integral. Los casos de carga del remolque se investigaron mediante el modelado de elementos finitos en Abaqus. Se desarrolló un modelo paramétrico de una viga en “I” longitudinal típica del remolque utilizando scripts de Python y Abaqus. El modelo se amplió para analizar estructuras compuestas de remolque. Demostró que se podían ahorrar aproximadamente 1,300 kg de peso mediante la optimización de la forma y el material en un remolque compuesto.

Hidaitulla Mangole [11], trabajó en una optimización de sección transversal y de material para chasis automotriz, utilizó el acero ASTM A710, el acero ASTM A302 y la aleación de aluminio 6063-T6, donde definió las cargas, calculó analíticamente los esfuerzos y deformaciones y posteriormente simuló en un software de elemento finito. Este estudio concluyó que:

- a) Para una carga normal de chasis con sección transversal C y material ASTM 302 debe ser preferido debido a los bajos valores de deformación y tensión.
- b) Para condiciones de baja carga, se debe preferir el chasis de aleación de Al 6063 de sección transversal C debido a su bajo peso y densidad.

- c) Para condiciones de carga pesada, se debe preferir el chasis de sección transversal rectangular ASTM 302 debido a los valores más bajos de tensión y deformación.

CAPÍTULO 2

CONCEPTOS GENERALES DE CHASIS PARA VEHICULOS PESADOS

2.1 CARACTERÍSTICAS DE DESEMPEÑO DEL CHASIS

El chasis es el elemento de carga actual del vehículo, para éste existen diferentes configuraciones: monocasco, chasis espacial y chasis tipo escalera.

Este último es el chasis utilizado en vehículos comerciales, es diseñado con una geometría de tipo escalera, como se muestra en la figura 2.1, que consta de miembros laterales y transversales [12].

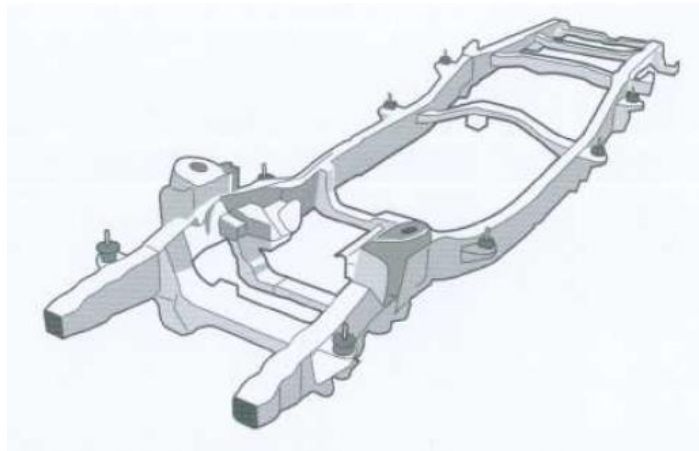


Figura 2.1. Chasis tipo escalera [13].

En el caso del chasis tipo escalera, la elección de los perfiles de largueros y travesaños determina el nivel de rigidez torsional. Los chasises con torsión flexible son preferidos en camiones de servicio mediano y pesado porque permiten una mejor suspensión en terrenos irregulares. Los chasises resistentes a la torsión son más adecuados para vehículos de reparto y camionetas más pequeños.

Además de los puntos de introducción de la fuerza, los puntos críticos en el diseño del chasis son las uniones de los miembros laterales y los travesaños. Las secciones de travesaños estampados forman una amplia base de conexión. Las uniones están remachadas, atornilladas y soldadas. Las inserciones de los miembros laterales en forma de U o L proporcionan una mayor resistencia a la flexión y una estructura de refuerzo en puntos específicos [14].

Por otro lado, es posible dividir las funciones del chasis en 3 principales, que incluyen sostener los componentes del vehículo como lo son el tanque de gasolina, el tren motriz, la cabina, el motor, brindar comodidad al chofer y soportar todas las cargas dinámicas a las que es sometido el vehículo.

2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

El cuidadoso diseño y análisis de los parámetros efectivos de un chasis pueden optimizar la resistencia y reducir el peso. El desarrollo de los procedimientos de diseño y análisis correctos previenen modificaciones en el diseño [15].

La eficiencia de los parámetros se puede identificar mediante una serie de métodos tales como el diseño de experimentos (DOE), la optimización basada en la fiabilidad de diseño (RBDO), el método Taguchi, entre otros. Se profundizará más sobre este tema en el capítulo 4.

Los parámetros de diseño de un chasis se pueden dividir en 2 niveles. Nivel sistema, que consiste en el chasis en sí, es decir el ensamble, y nivel componente que consiste en las piezas que componen el sistema, es decir los componentes, como lo son los largueros, los travesaños y los soportes.

Considerando las 3 funciones principales del chasis, se busca satisfacerlas de la siguiente manera: Para satisfacer la necesidad de soportar las cargas del vehículo a nivel sistema se buscará igualar la rigidez a flexión del chasis base. Para la función de confort para el chofer se plantea un rango operacional de rigidez torsional, y finalmente por medio

de un análisis modal se buscará mantener las frecuencias críticas del nuevo diseño dentro de un rango definido en base a otros chasis en operación.

Las cargas principales, debido a los componentes de otros sistemas, a las que un chasis de camión debe dar soporte se resumen en la figura 2.2.

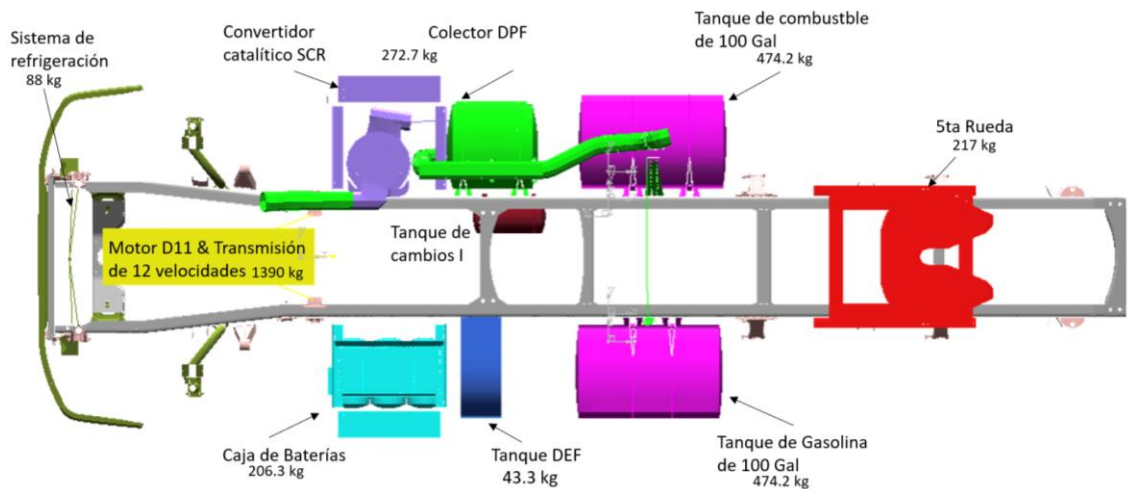


Figura 2.2. Cargas aplicadas en el chasis por otros sistemas.

En el caso de los tanques de combustible, se considera el peso de los tanques en sí, que es de 24.5kg, sus soportes, que son de 48kg, y el peso del diésel en un tanque lleno. La densidad del Diésel es de 0.832g/cm³. El tanque es de 380L por lo que la masa del diésel se calcula mediante la multiplicación de la densidad (ρ) y el volumen (V) que en este caso es 316.16kg.

$$m = \rho V \quad (2.1)$$

La sumatoria de la masa de los componentes y la masa del combustible forman la masa total del tanque de combustible.

Tabla 2.1. Masa del tanque de combustible y sus componentes.

Tanque (kg)	Soportes (kg)	Capacidad del tanque (L)	Densidad del Diesel (g/cm ³)	Masa Diesel (kg)	Masa total (kg)
24.5	48.0	380.0	0.8	316.2	388.7

En cuanto a las cargas verticales, en base a la ley de Hooke se puede determinar una rigidez dividiendo la fuerza aplicada (F), o en este caso la carga, entre la deformación generada (ε) [16].

$$K_v = \frac{F}{\varepsilon} \quad (2.2)$$

En la empresa se han realizado diversos estudios en los cuales se ha determinado la deformación al aplicar las cargas de los componentes del vehículo. La rigidez medida debe tener un valor entre los 3,400N/mm y los 4,700N/mm.

Una de las características más importantes de un chasis es la rigidez torsional. Es un valor constante (K_t) que se puede obtener de la división del torque (T), aplicado a una estructura, entre el ángulo resultante (θ) [17].

$$K_t = \frac{T}{\theta} \quad (2.3)$$

La importancia de esta rigidez se puede comprender mejor si se considera al chasis como un resorte de torsión que conecta las suspensiones delantera y trasera. Durante las situaciones de conducción, como tomar curvas o caer en baches, generan diferentes reacciones de carga que actúan en cada rueda del vehículo. Esta situación puede generar un par motor en el eje longitudinal del chasis, que es responsable del movimiento entre los puntos de fijación de la suspensión (Figura 2.3).

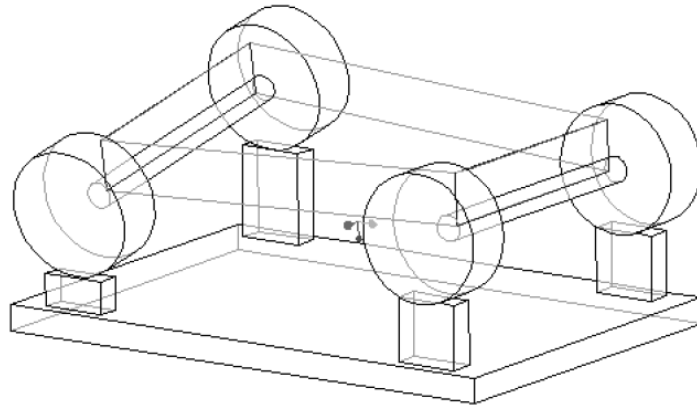


Figura 2.3. Chasis torciéndose por diferentes cargas en las llantas [18].

De igual manera que con la rigidez a flexión, la empresa ha realizado diversos estudios para determinar un rango operacional para la rigidez torsional, este rango se determinó entre los $360\text{Nm}/^\circ$ y los $730\text{ Nm}/^\circ$.


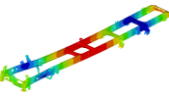
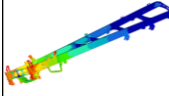
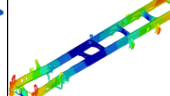
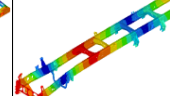
Como se mencionaba anteriormente, para obtener las frecuencias críticas, es decir las frecuencias naturales del chasis como sistema, se utiliza un análisis modal. La teoría del análisis modal se refiere a la porción de la teoría clásica de la vibración que explica la existencia de frecuencias naturales, factores de amortiguación y formas de modos para sistemas lineales [19].

Para la obtención de estas frecuencias se realiza una simulación del sistema en estado libre-libre. Como esta definición se aplica a una masa puntual, se requieren 3 grados de libertad ya que la ubicación de la masa puntual implica conocer las traslaciones en las coordenadas (x,y,z) del centro de gravedad de la masa puntual. Como esta definición se aplica a una masa corporal rígida, se requieren 6 grados de libertad ya que se requieren rotaciones de θ_x , θ_y y θ_z , además de las traslaciones x , y , z para definir tanto la orientación como la ubicación de la masa corporal rígida en cualquier instante en el tiempo. Como esta definición se extiende a cualquier cuerpo general deformable, el número de grados de libertad es esencialmente infinito. Sin embargo, aunque esto es teóricamente cierto, es bastante común, particularmente con respecto a los métodos de elementos finitos, ver el cuerpo general deformable en términos de un gran número de puntos físicos de interés con 6 grados de libertad para cada uno de los puntos. De esta forma, la cantidad infinita de grados de libertad se puede reducir a un número grande pero finito [20].

Las frecuencias críticas para el sistema deben respetar el siguiente orden y los siguientes rangos: El primer modo de vibración debe ser torsional y debe presentarse en una frecuencia de entre los 3.25Hz y los 6.5Hz. el segundo modo de vibración debe ser lateral y debe encontrarse entre los 7Hz y los 23Hz. Finalmente, la tercera debe ser la de doblado vertical, generalmente se encuentra entre los 12.5Hz y los 30Hz, sin embargo, como regla de dedo se busca que por lo menos se encuentre por encima de los 20Hz.

El resumen de los valores de parámetros a nivel sistema que tiene el chasis base se pueden observar en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Objetivos de desempeño a nivel sistema.

Función Nivel		Soporte de componentes	Comfort	Frecuencias críticas		
Sistema	Chasis					
		Rigidez Vertical (N/mm)	Rigidez Torsional (N·m/deg)	Frecuencia Torsional (Hz)	Frecuencia Lateral (Hz)	Frecuencia Doblado (Hz)
		4761	400.5	4.3	12.6	21.7

Desglosando aún más las funciones del chasis a nivel componente, tomando en cuenta los componentes como pertenecientes a 3 bloques diferentes: largueros, travesaños y soportes, se vuelve necesario definir los parámetros para evaluar dichos bloques de componentes, el alcance de este trabajo es solo el primer y segundo bloque y deja como trabajo futuro los soportes.

Para verificar que los largueros cumplan con su función de sostener el peso del vehículo, se determina un momento de resistencia a doblarse, RBM por sus siglas en inglés, mínimo, que en este caso varía desde los 160kNm hasta los 250kNm, el RBM se calcula utilizando el módulo de sección (S_{zz}), y multiplicándolo por su límite elástico (σ_y) [21].

$$RBM = S_{zz} \times \sigma_y \quad (2.4)$$

El módulo de sección (S_{zz}) es una propiedad geométrica de la sección transversal del larguero. Se calcula mediante la división del momento de inercia de la sección (I_z) entre la distancia del extremo de esta al centro de gravedad de la sección (Z_{cog}).

$$S_{zz} = \frac{I_z}{Z_{cog}} \quad (2.5)$$

El límite elástico (σ_y) se define como el esfuerzo (punto de cedencia) al que un material puede someterse antes de cambiar de deformación plástica a deformación elástica [16].

Para el bloque de los travesaños se determinan los parámetros más significativos para tomar en cuenta en el análisis, siendo estos los que se muestran en la figura 2.4 y cuyos objetivos de desempeño se describen en la tabla 2.3.

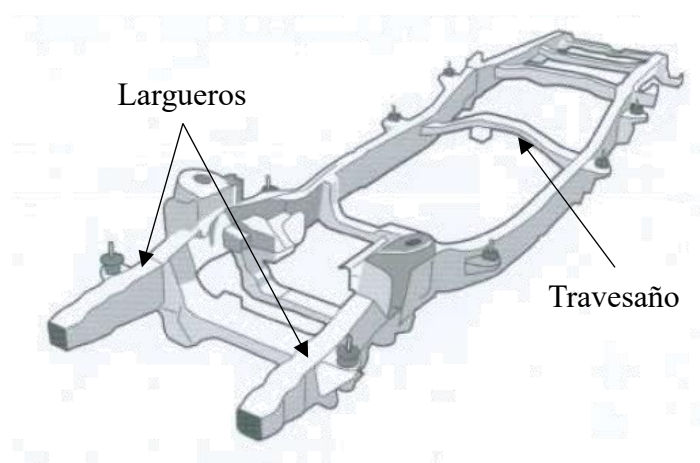


Figura 2.4. Imagen del chasis con sus componentes principales.

Tabla 2.3. Objetivos de desempeño a nivel componente.

Función Nivel		Soporte de componentes		Confort	
Componentes	Largueros	Material= Acero TiBo 7mm			
		$\sigma_y=827\text{MPa}$			
		RBM Vertical= 204,228kNmm		RBM Lateral= 84,503kNm	
	Travesaño de motor	Material= Acero SAE J1392, Grado 70 5mm			
		$\sigma_y= 480\text{MPa}$			

En el caso del confort para el chofer se determina un RBM lateral para los largueros, ya que este momento de resistencia al doblarse lateral difiere del vertical por cuestiones geométricas. Finalmente, para comprobar que un chasis puede soportar las cargas dinámicas se debe verificar a través de simulaciones de elemento finito que los esfuerzos concentrados no exceden el máximo establecido por el factor de seguridad para que las deformaciones no excedan el límite elástico de los materiales de los componentes.

Como referencia se define el factor de seguridad mínimo para un chasis de material dúctil entre 1.25 y 2, en la industria se utiliza para el acero un factor de 2 veces el valor del límite elástico; y en el caso de un material frágil se define entre 3 y 4, en la industria se utiliza un factor de 3.33 veces el límite elástico, para un chasis de aluminio. Este factor

se obtiene de la división del módulo de elasticidad (σ_y) entre esfuerzo máximo (σ_{max}) [22] [23].

$$F_S = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}} \quad (2.6)$$

2.3 EL PROCESO DE DISEÑO

El diseño es la etapa preliminar de análisis del desarrollo de productos. El diseño de ingeniería es la combinación de los conocimientos para la generación de nuevas ideas, la evaluación de estas ideas, y la selección del mejor concepto. Un diseño de chasis exitoso necesita trabajo en equipo interdisciplinario, involucrando principalmente a un ingeniero de diseño de producto, un ingeniero de fabricación, un especialista en materiales, un especialista en control de calidad y un analista.

El proceso de diseño es la solución en pasos para el desarrollo de nuevos productos de una manera muy específica para prevenir el retrabajo y reducir el tiempo de producción y el costo. Éste compromete entre las exigencias del mercado y de la producción y convierte las necesidades de los clientes en un producto dentro de las condiciones económicas óptimas [15].

Además, la etapa de realización del procedimiento de diseño predice las fallas, en caso de haberlas, antes de la producción en masa. Dicho proceso de diseño de concepto avanzado se muestra en la figura 2.5.

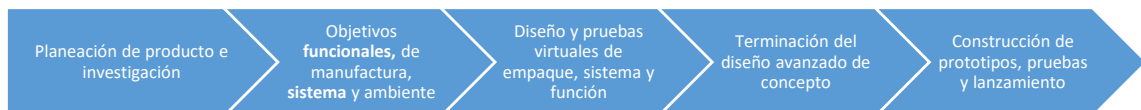


Figura 2.5. Proceso de diseño de concepto [13].

2.4 SELECCIÓN DE MATERIALES

El aluminio (Al) fue descubierto hace 200 años y típicamente se utiliza para las aplicaciones que buscan reducción de peso y resistencia a la corrosión. La resistencia a la

tensión del aluminio en su forma más pura es de aproximadamente 40MPa, lo que es demasiado bajo para la mayoría de las aplicaciones técnicas. Por lo tanto, se han desarrollado aleaciones de aluminio con propiedades mecánicas que superan considerablemente a las del material original. El endurecimiento del aluminio puede lograrse mediante aleación, endurecimiento por trabajo o precipitación. Una de las propiedades más importantes del aluminio, y de la mayoría de sus aleaciones, es su fácil formabilidad por deformación y la posibilidad de alcanzar numerosas etapas térmicas (metalúrgicas), que consecuentemente permiten el desarrollo de una amplia variedad de propiedades mecánicas para aplicaciones estructurales [24].

Actualmente en la industria, se utiliza mayormente el acero como material base para la manufactura de chasis, debido a diferentes factores, no únicamente a su desempeño, sino por costo del material y de los procesos, además del tiempo de producción por el proceso mismo de manufactura. Sin embargo, a pesar de la diferencia en costo del material en sí, el aluminio puede formarse con procesos similares a los del acero, por lo que los costos y tiempos de manufactura no se verían fuertemente afectados, es por lo que, para este trabajo se considera el aluminio como material a probar para reducción de peso.

A continuación, en la tabla 3.1 se muestran las propiedades físicas del aluminio y el acero para facilitar la comparación de ambos materiales.

Tabla 2.4. Comparación de las propiedades físicas del aluminio puro y sus aleaciones con el acero [25].

Propiedades Físicas / Metal	Aluminio / Aleación de aluminio	Acero
Temperatura de fundición (°C)	660	1,425 – 1,540
Densidad a 20°C (kg/m ³)	2,700	7,850
Módulo de elasticidad (N/mm ²)	70,000	210,000
Módulo de corte (N/mm ²)	27,000	81,000
Coeficiente de Poisson	0.3	0.3

Para esta investigación, se consideran los materiales actuales del chasis, que se pueden resumir en específicamente 3 aleaciones de acero diferentes. Para los largueros, se utiliza una aleación con titanio y boro que es tratado térmicamente para incrementar su límite elástico, llegando a las propiedades que se muestran en la tabla 3.2. Para los

travesaños se utiliza la aleación estándar SAE J1392 grado 70 y finalmente para los soportes se utiliza la aleación estándar ASTM A656 grado 50.

Tabla 2.5. Propiedades mecánicas de las aleaciones de acero comúnmente utilizados para manufactura de chasis.

Propiedades Mecánicas	TiBo	SAE J1392, Grado 70	ASTM A656, Grado 50
Resistencia a la tensión (MPa)	896	550	415
Límite elástico (MPa)	827	480	345
Elongación (%)	12	17	20

Existen diversas aleaciones de aluminio, sin embargo, para este trabajo se reemplazan los 3 aceros utilizados actualmente por el aluminio 6013-T6 cuyas propiedades después del tratamiento térmico, que se observan en la tabla 3.3, son similares a las propiedades de la aleación de acero ASTM A656, Grado 50.

Tabla 2.6. Propiedades mecánicas de la aleación de aluminio seleccionado para la manufactura del chasis.

Propiedades Mecánicas	6013-T6
Resistencia a la tensión (MPa)	410
Límite elástico (MPa)	350
Elongación (%)	9.1

La aleación de Al-Mg-Si 6013 con tratamiento térmico T6 es utilizada comúnmente en la industria aeroespacial y automotriz, lo que la convierte en una aleación común comercialmente.

El costo actual del acero en rollo, sin considerar aranceles, es de \$0.9 dólares por kilogramo y el del aluminio es de \$4.8 dólares por kilogramo.

En el capítulo 2 se describen los parámetros de diseño para el chasis, donde se fija un RBM vertical y un RBM lateral para los largueros, dicho valor depende del límite elástico del material que se use para manufacturarlos.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍAS DE DISEÑO

3.1 INTRODUCCIÓN

La introducción formal de la metodología de diseño experimental en la etapa más temprana del ciclo de desarrollo, donde se diseñan nuevos productos, se mejoran los diseños existentes de los productos y se optimizan los procesos de fabricación, es la clave para el éxito general del producto. El diseño estadístico de los experimentos se cita como el más importante del kit de herramientas seis-sigma, y es una parte fundamental del diseño de seis-sigma (DFSS, por sus siglas en inglés). El uso efectivo de una metodología sólida de diseño estadístico experimental puede conducir a productos que son más fáciles de fabricar, tienen mayor confiabilidad y tienen un mejor rendimiento en el campo. El diseño experimental también puede mejorar en gran medida las actividades de desarrollo y mejora del proceso.

Las metodologías consisten en analizar, separar y evaluar los requerimientos funcionales y las restricciones del producto. Posteriormente la evaluación del cumplimiento con estos requerimientos se evalúa a través de diversas metodologías, siendo una de estas es la de elemento finito que se profundiza más en el capítulo 4.

3.2 DISEÑO PARA SEIS-SIGMA

Seis-sigma es una metodología que proporciona las herramientas para mejorar la capacidad de los procesos. Un proceso puede ser un producto o un proceso de servicio que una empresa proporciona a clientes externos, o puede ser un proceso interno de la empresa. En seis-sigma, el propósito de la mejora del proceso es aumentar el rendimiento y disminuir la variación. Este proceso conducirá a la reducción de defectos y la mejora en

las ganancias, aumento en la moral de los empleados, calidad del producto, y eventualmente a la excelencia empresarial.

Desarrollada por Motorola a mediados de la década de 1980, la metodología se hizo muy conocida solo después de que Jack Welch de GE lo convirtiera en el foco central de su estrategia comercial en 1995.

El nombre "seis-sigma" deriva de la terminología estadística; Sigma (σ) Significa desviación estándar. Para la distribución normal, la probabilidad de caer dentro de un rango de ± 6 sigma alrededor de la media es 0.9999966. En un proceso de producción, el "Seis-sigma estándar" significa que la tasa de defectos del proceso será de 3.4 defectos por millón de unidades. Claramente, seis-sigma indica un grado de consistencia alta y una variabilidad baja. En términos estadísticos, el propósito es reducir la variación para lograr desviaciones estándar muy pequeñas.

La teoría de DFSS se define como una teoría científica que comprende áreas de conocimiento fundamental en la forma de percepciones y entendimientos de diferentes campos, y las relaciones entre estas áreas fundamentales. Estas percepciones y relaciones se combinan para producir consecuencias en la entidad de diseño, que pueden ser, pero no necesariamente, predicciones de observaciones. Las áreas de conocimiento fundamental del DFSS incluyen una combinación de proposiciones e hipótesis, categorizaciones de fenómenos u objetos, ideación y métodos de concepción. Tal conocimiento y relaciones constituyen la teoría DFSS. En la arena de la concepción, esta teoría se basa en el sistema teórico de otros métodos y puede ser uno de dos tipos: axiomas o hipótesis, según la forma en que se traten las áreas de conocimiento fundamental. El conocimiento fundamental que no se puede probar, pero que generalmente se acepta como verdad, se tratará como axiomas. Si se están probando las áreas de conocimiento fundamental, se tratan como hipótesis. Las hipótesis de los axiomas de diseño y la teoría de resolución de los problemas inventivos (TRIZ por sus siglas en ruso) son ejemplos de conocimiento fundamental en la teoría DFSS [26].

El principal objetivo de DFSS es "diseñar correctamente la primera vez" para evitar experiencias dolorosas en el curso posterior. El término "seis-sigma" en el contexto de

DFSS se puede definir como el nivel en el que las vulnerabilidades de diseño no son efectivas o mínimas. En general, dos vulnerabilidades de diseño importantes pueden afectar la calidad de una entidad de diseño:

- Vulnerabilidades conceptuales que se establecen debido a la violación de los axiomas y principios de diseño.
- Vulnerabilidades operativas debido a la falta de robustez en el entorno de uso.

3.3 DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Un diseño de experimentos es una prueba o serie de pruebas, en las que se realizan cambios intencionados a las variables de entrada de un proceso para observar e identificar los cambios correspondientes en la respuesta de salida. El proceso, como se muestra en la figura 3.1, se puede visualizar como una combinación de máquinas, métodos y personas que transforma un material de entrada en un producto de salida. Este producto de salida tiene una o más características observables o respuestas. Algunas de las variables de proceso x_1, x_2, \dots, x_p son controlables mientras que otros z_1, z_2, \dots, z_q son incontrolables (aunque pueden ser controlables para los fines de la prueba). A veces, estos factores incontrolables se llaman factores de ruido [27].

Los objetivos del experimento pueden incluir:

1. Determinar qué variables son más influyentes en la respuesta, “y”.
2. Determinar dónde establecer las “x” influyentes, para que “y” esté cerca del requisito nominal.
3. Determinar dónde establecer las “x” influyentes, para que la variabilidad en “y” sea pequeña.
4. Determinar dónde establecer las “x” influyentes, para que los efectos de las variables incontrolables “z” se minimicen.

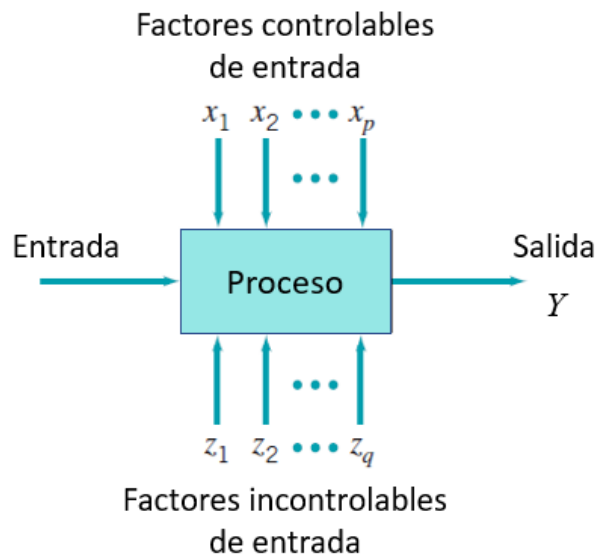


Figura 3.1. Modelo general de un proceso [28].

Por lo tanto, los métodos de diseño experimental se pueden usar en el desarrollo del proceso o en la solución de problemas del proceso para mejorar el rendimiento del proceso o para obtener un proceso que sea sólido o insensible a las fuentes externas de variabilidad.

Los métodos de diseño experimental también pueden desempeñar un papel importante en las actividades de diseño de ingeniería, donde se desarrollan nuevos productos y se mejoran los existentes. Los experimentos diseñados se utilizan ampliamente en el diseño de actividades seis-sigma (DFSS). Algunas aplicaciones de diseño estadístico experimental en diseño de ingeniería incluyen [28]:

1. Evaluación y comparación de configuraciones básicas de diseño.
2. Evaluación de materiales alternativos.
3. Determinación de los parámetros clave de diseño del producto que afectan el rendimiento.

El uso del diseño experimental en estas áreas puede dar como resultado una fabricación mejorada del producto, un mejor rendimiento y confiabilidad en el campo, un menor costo del producto y un menor tiempo de desarrollo del producto.

El diseño de experimentos, que se podrá observar implementado en los capítulos 5 y 6, puede resumirse en 7 pasos:

1. Reconocimiento y declaración del problema.
2. Elección de factores y niveles.
3. Selección de la variable de respuesta.
4. Elección del diseño experimental.
5. Realizar el experimento.
6. Análisis de datos.
7. Conclusiones y recomendaciones.

Los primeros 3 pasos representan la planeación preexperimental, los pasos 2 y 3 en ocasiones se realizan de manera simultánea o inversa.

En el primer paso el problema se reconoce y declara, a menudo es difícil darse cuenta de que existe un problema que requiere experimentos diseñados formalmente, por lo que puede ser difícil desarrollar una declaración clara y generalmente aceptada del problema. Sin embargo, es esencial desarrollar completamente todas las ideas sobre el problema y sobre los objetivos específicos del experimento. Por lo general, es importante solicitar la opinión de todas las partes interesadas: ingeniería, calidad, marketing, cliente, administración y operadores (quienes generalmente tienen mucha información que con frecuencia se ignora). Una declaración clara del problema y los objetivos del experimento a menudo contribuyen sustancialmente al proceso y la comprensión del problema.

En el segundo paso, se eligen los factores que se variarán en el experimento, los rangos sobre los cuales se variarán estos factores y los niveles específicos en los que se ejecutarán. Para esto se requiere conocimiento del proceso. Este proceso de conocimiento suele ser una combinación de experiencia práctica y comprensión teórica. Es importante investigar todos los factores que pueden ser de importancia y evitar ser excesivamente influenciados por la experiencia pasada, particularmente cuando estamos en las primeras etapas de experimentación o cuando el proceso no es muy maduro. Cuando el objetivo es la selección de factores o la caracterización del proceso, generalmente es mejor mantener baja la cantidad de niveles de factor. (A menudo se usan dos niveles).

Durante el tercer paso, selección de la variable de respuesta, el experimentador debe estar seguro de que la variable realmente proporciona información útil sobre el proceso

en estudio. A menudo, la desviación promedio o estándar (o ambas) de la característica medida será la variable de respuesta. Las respuestas múltiples no son inusuales.

El cuarto paso, la elección del diseño experimental es relativamente fácil si los primeros 3 pasos se realizan correctamente. La elección del diseño implica la consideración del tamaño de la muestra (número de réplicas), la selección de un orden de ejecución adecuado para los ensayos experimentales, y si están o no bloqueadas u otras restricciones de aleatorización.

Durante el quinto paso, que es realizar el experimento, es vital monitorear cuidadosamente el proceso para garantizar que todo se haga de acuerdo con el plan. Los errores en el procedimiento experimental en esta etapa usualmente destruirán la validez experimental.

Para el sexto paso de análisis de datos, los métodos estadísticos deben usarse, de modo que los resultados y las conclusiones sean objetivos en lugar de ser críticos. Si el experimento se ha diseñado correctamente y si se ha realizado de acuerdo con el diseño, entonces el tipo de método estadístico requerido no es elaborado. Muchos paquetes de software están disponibles para ayudar en el análisis de datos, y los métodos gráficos simples juegan un papel importante en la interpretación de datos. El análisis residual y la verificación de la validez del modelo también son importantes.

Finalmente, el séptimo paso, conclusiones y recomendaciones. Una vez que se han analizado los datos, el experimento debe extraer conclusiones prácticas sobre los resultados y recomendar un curso de acción. Los métodos gráficos a menudo son útiles en esta etapa, particularmente al presentar los resultados a otros. También se deben realizar corridas de seguimiento y pruebas de confirmación para validar las conclusiones del experimento.

3.4 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE CALIDAD

El despliegue de la función de calidad (QFD por sus siglas en inglés), es una herramienta de planificación que relaciona una lista de deleites, deseos y necesidades de

los clientes para diseñar requisitos técnicos funcionales. Con la aplicación de QFD, se exploran las posibles relaciones entre las características de calidad expresadas por los clientes y los requisitos de calidad sustitutos expresados en términos de ingeniería. En la metodología QFD, los clientes definen el producto utilizando sus propias expresiones, que rara vez tienen una terminología técnica significativa. La voz del cliente se puede desglosar en una lista de necesidades que se usará más adelante como entrada a un diagrama de relación, que se denomina casa de calidad de QFD.

El principal beneficio de QFD, es la satisfacción del cliente, el cual les brinda lo que desean, como ciclos de desarrollo más cortos, evitar fallas y rediseños durante el prelanzamiento, y el conocimiento se relaciona con la demanda del cliente que se conserva y se transfiere a los siguientes equipos de diseño.

Se hacen ciertas suposiciones antes de poder implementar QFD. Incluyen formar un equipo DFSS multidisciplinario por el paso 2 del algoritmo DFSS y pasar más tiempo entendiendo las necesidades y expectativas del cliente y definir el producto o servicio con mayor detalle.

El despliegue de la función de calidad se logra mediante equipos multidisciplinarios de DFSS que utilizan una serie de gráficos para implementar atributos críticos del cliente a lo largo de las fases de desarrollo del diseño. QFD se suele implementar en cuatro fases. Las cuatro fases son:

1. Planificación.
2. Requisitos funcionales.
3. Planificación de parámetros de diseño.
4. Planificación de variables de proceso.

La “casa de la calidad” (Figura 3.2) es la base de la relación de QFD. El empleo de la casa resultará en una mejor comunicación, planificación y actividad de diseño. Este beneficio se extiende a toda la organización. Los deseos definidos de los clientes a través de QFD se pueden aplicar a muchos productos similares y forman la base de una memoria corporativa en el tema de los requisitos críticos para la satisfacción (CTS, por sus siglas en inglés). Como resultado directo del uso de QFD, la intención del cliente se convertirá

en el motor del proceso de diseño, así como en el catalizador para la modificación de las entidades de solución de diseño. Los componentes que constituyen la fase 1 [29].

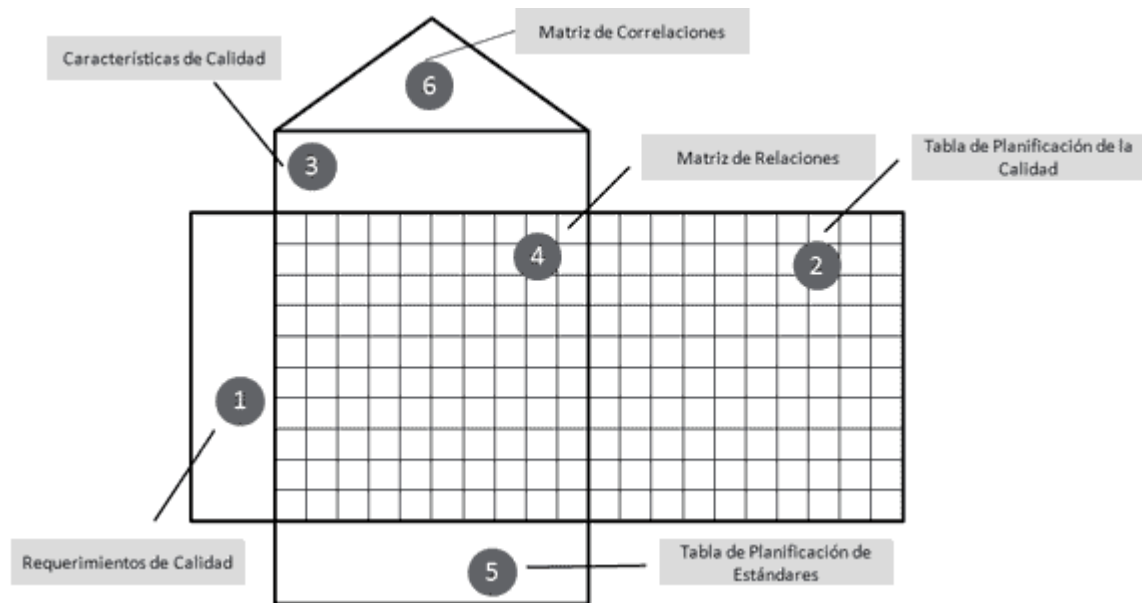


Figura 3.2. La casa de la calidad [30].

En la casa de calidad, los “QUÉ” representan las necesidades y expectativas del cliente. Los “CÓMO” son críticos para la satisfacción (requisitos) (CTS) o sustituyen las características de calidad de los requisitos del cliente que la empresa puede diseñar y controlar. Las relaciones se identifican entre lo que quiere el cliente y cómo deben satisfacerse esas necesidades.

3.5 SOLUCIÓN INVENTIVA DE PROBLEMAS (TRIZ)

TRIZ (Teoriya Resheniya Izobreatatelskikh Zadatch, en ruso), es la teoría de la resolución de problemas inventiva desarrollada en la Unión Soviética a partir de finales de los años cuarenta.

TRIZ, se puede utilizar en la generación de conceptos y en la resolución de problemas relacionados con la vulnerabilidad de acoplamiento. En esencia, cuando se juntan dos requisitos funcionales, TRIZ puede sugerir diferentes parámetros de diseño para desacoplar los dos, lo que resulta en un diseño desacoplado. Genrich S. Altshuller, el

creador de TRIZ, inició la investigación sobre la invención y la creatividad en 1946. Después de revisar inicialmente 200,000 resúmenes de patentes de la antigua Unión Soviética, Altshuller seleccionó a 40,000 como representantes de soluciones inventivas. Separó los diferentes grados de inventiva de las patentes en cinco niveles, desde el nivel 1, el más bajo, hasta el nivel 5, el más alto. Encontró que casi todos los problemas de invención contienen al menos una contradicción; en este contexto, una contradicción se define como una situación en la que un intento de mejorar una característica del sistema resta valor a otra característica. Encontró que el nivel de invención a menudo depende de qué tan bien se resuelva la contradicción.

- Nivel 1: Solución aparente o convencional 32%; Solución por métodos bien conocidos dentro de la especialidad.
- Nivel 2: Pequeña invención dentro del paradigma 45%; Mejora de un sistema existente, generalmente con algún compromiso.
- Nivel 3: Invención sustancial dentro de la tecnología 18%; esencial mejora de un sistema existente.
- Nivel 4: Invención fuera de la tecnología 4%; Nueva generación de diseño utilizando ciencia no tecnología.
- Nivel 5: Descubrimiento 1%; Gran descubrimiento y nueva ciencia [31].

Para lograr la excelencia absoluta, TRIZ tiene cinco elementos filosóficos clave, estos son:

- Idealidad. Es el criterio último para la excelencia del sistema; este criterio es la maximización de los beneficios proporcionados por el sistema y la minimización de los efectos dañinos y los costos asociados con el sistema.
- Funcionalidad. Es el componente fundamental del análisis del sistema. Se utiliza para construir modelos que muestran cómo funciona un sistema, así como cómo un sistema genera beneficios, efectos dañinos y costos.
- Recurso. La máxima utilización del recurso es una de las claves utilizadas para lograr la máxima idealidad.

- Contradicciones. La contradicción es un inhibidor común para aumentar la funcionalidad; la eliminación de la contradicción generalmente aumenta considerablemente la funcionalidad y eleva el sistema a un nivel de rendimiento totalmente nuevo.
- Evolución. La tendencia de evolución del desarrollo de los sistemas tecnológicos es altamente predecible y se puede utilizar para guiar un mayor desarrollo.

Basado en estos elementos, TRIZ desarrolló un sistema de métodos. Este sistema es un proceso de cuatro pasos, que consiste en la definición de problemas, la clasificación de problemas y la selección de herramientas, la generación de soluciones y la evaluación.

Paso 1: Definición del problema. Este es un paso muy importante. Si se define el problema correctamente, eso es el 90% de la solución. El paso de definición del problema incluye las siguientes tareas:

- Definición del proyecto con una lista de 39 parámetros técnicos que define la metodología.
- Análisis de funciones. Que incluye el modelado funcional del sistema y su análisis. Esta es la tarea más importante en el paso de "definición".
- Análisis de la evolución tecnológica. Este paso analiza la madurez relativa en el desarrollo de tecnología de todos los subsistemas y partes. Si un subsistema y / o parte está técnicamente "demasiado" maduro, puede alcanzar su límite de rendimiento y, por lo tanto, convertirse en un cuello de botella para todo el sistema.
- Resultado final ideal. Que es el límite virtual del sistema en TRIZ. Puede que nunca se logre, pero ayuda a pensar "fuera de la caja".

Paso 2: Clasificación de problemas y selección de herramientas. En TRIZ, primero se debe clasificar el tipo de problema y luego seleccionar las herramientas correspondientes.

Paso 3: Generación de soluciones. En este paso, aplicamos las herramientas TRIZ para generar soluciones para el problema. Debido a que TRIZ tiene una gran variedad de herramientas, es posible generar muchas soluciones, esto con los 40 principios de inventiva que define esta metodología.

Paso 4: Solución y evaluación.

Una contradicción surge cuando se requiere modificar el problema específico, pero el problema genérico se ve afectado.

CAPÍTULO 4

MÉTODO DE ELEMENTO FINITO

4.1 DEFINICIÓN DEL MÉTODO DE ELEMENTO FINITO

El método de elemento finito (MEF) puede ser definido como una técnica numérica utilizada para obtener una solución aproximada de un problema de ingeniería. El procedimiento de discretización consiste en dividir el sistema continuo en elementos que se encuentran conectados por nodos. El MEF permite utilizar elementos de diversas geometrías tales como triángulos, rectángulos o cuadriláteros en 2 dimensiones o elementos hexaédricos o tetraédricos en 3 dimensiones sobre las que se aplica la formulación.

El MEF no ofrece restricción al trabajar con una geometría compleja dado que los elementos pueden ser elegidos de cualquier tamaño, forma y orientación para ajustarse a la geometría dada.

4.2 HISTORIA DEL MÉTODO DE ELEMENTO FINITO

El método de elemento finito surge a partir de 2 ramas: la ingeniería, y las matemáticas. Desde el punto de vista matemático se diseñaron técnicas que se aplicaban directamente sobre las ecuaciones diferenciales, tales como los métodos de diferencias finitas, métodos de residuos ponderados y los métodos variacionales [32].

Rayleigh en 1870 así como Ritz y Garlerkin entre 1909 y 1915 utilizaron funciones de prueba (también llamadas funciones de interpolación) para aproximar las soluciones de las ecuaciones diferenciales. Sin embargo, ellos aplicaban el método sobre todo el dominio del problema analizado [33].

En 1943 Courant realizó un ensamble de elementos triangulares y aplicó el principio de energía potencial mínima para resolver problemas de torsión [34], [35]. En 1959 Greenstadt presentó un método de discretización el cual involucraba celdas en lugar de puntos y para cada celda la función desconocida era representada mediante una serie de funciones, cada una asociada con cada celda para después aplicar un método variacional apropiado a cada celda y finalmente acoplar las ecuaciones obtenidas para todas las celdas. Muchas de sus ideas junto con las de Galerkin sirvieron como base matemática para el método de elemento finito y prácticamente se han mantenido hasta hoy en día.

Desde el punto de vista de la ingeniería se atacaba al problema creando una analogía entre elementos discretos y porciones finitas de un dominio continuo. Las aplicaciones iniciales eran para resolver problemas estructurales. En los años 40 McHenry, Hrenikoff, Newmark y Southwell demostraron que se podían obtener buenas soluciones a problemas de elasticidad reemplazando pequeñas porciones del sistema continuo a un arreglo de barras elásticas simples. En 1956 Turner y Clough publicaron una solución para problemas que presentaban condiciones de esfuerzo plano utilizando elementos triangulares cuyas propiedades se determinaron a partir de las ecuaciones de la teoría de elasticidad.

Desde el punto de vista ingenieril nace el término “elemento finito” utilizado por primera vez por Clough en 1960 [33], [35]. Igualmente, en este año surge una publicación de Argyris en la cual se establece en forma detallada una formulación matricial para la teoría estructural en la cual se demostraba que ésta podía ser generalizada para cualquier tipo de aplicación que involucrara elementos estructurales diferentes a vigas, barras, etc.

Desde el punto de vista computacional Argyris publicó en 1954 una serie de artículos que cubrían análisis lineales estructurales y técnicas eficientes de solución para ser resueltos mediante una computadora. Trabajos similares fueron realizados por Clough durante ese periodo [36].

A partir de 1960 comenzaron a crearse paquetes computacionales de elemento finito, entre los primeros surgió NASTRAN el cual fue un punto de partida para la

generación de paquetes computacionales como ANSYS, ALGOR, COSMOS [33], ABAQUS, entre otros.

El tamaño de los modelos de vehículo completo evolucionó de 10,000 a 2,000,000 de elementos de 1985 a 2005 [37].

4.3 MÉTODO DE LA ENERGÍA POTENCIAL

La energía potencial total se define como la suma de la energía de deformación interna U y la energía potencial de las fuerzas externas Ω ; es decir,

$$\pi_p = U + \Omega \quad (5.1)$$

La energía de deformación es la capacidad de las fuerzas internas (o esfuerzos) para trabajar a través de deformaciones en la estructura; Ω es la capacidad de las fuerzas corporales, fuerzas de tracción superficial y fuerzas nodales aplicadas para trabajar a través de la deformación de la estructura.

Para comprender el concepto de energía de deformación interna, primero se describe el concepto de trabajo externo. Se considera solo el trabajo externo debido a una fuerza nodal aplicada. El trabajo externo se realiza en un miembro con un comportamiento lineal-elástico, se considera un resorte elástico, mostrado en la Figura 4.1 (a), aplicando una fuerza F de magnitud gradualmente creciente hasta el final del resorte que alcanza un valor máximo F_{max} menor de lo que causaría una deformación permanente en el resorte. La máxima deformación x_{max} ocurre cuando se produce la fuerza máxima, como se muestra en la Figura 4.1 (b). El trabajo externo viene dado por el área bajo la curva de fuerza/deformación que se muestra en la Figura 4.1 (b), donde la pendiente de la línea recta es igual a la constante de resorte k .

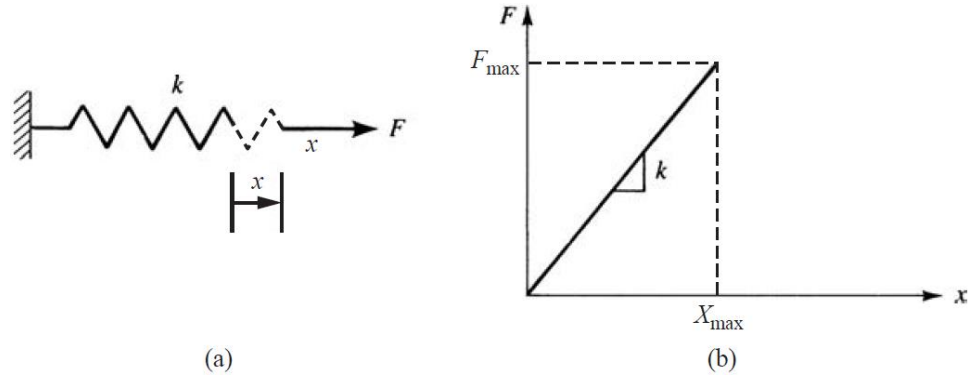


Figura 4.1. (a) Resorte sometido a fuerza gradualmente creciente F . (b) Curva de fuerza/deformación para resorte lineal [38].

El trabajo externo W_e se da entonces por los principios básicos de mecánica, como la integral del punto producto de la fuerza vectorial F con el desplazamiento diferencial dx . Esta expresión es representada por la ecuación 4.2 como:

$$W_e = \int F \cdot dx = \int_0^{x_{max}} F_{max} \left(\frac{x}{x_{max}} \right) dx = \frac{F_{max} x_{max}}{2} \quad (5.2)$$

donde F en la ecuación 4.2 está dada por:

$$F = F_{max} \left(\frac{x}{x_{max}} \right) \quad (5.3)$$

En la ecuación 4.2 F y dx están en la misma dirección cuando se expresa la segunda integral en el lado derecho de la ecuación 4.2 [39].

Por el principio de la conservación de la energía mecánica, el trabajo externo debido a la fuerza aplicada F se transforma en la energía de deformación interna U del resorte. Esta energía de deformación está dada por:

$$W_e = U = \frac{F_{max} x_{max}}{2} \quad (5.4)$$

Tras la reducción gradual de la fuerza a cero, el muelle vuelve a su estado original no deformado. Esta energía devuelta que se almacena en el resorte elástico deformado se denomina energía de deformación interna o simplemente energía de deformación. También:

$$F_{max} = k x_{max} \quad (5.5)$$

Sustituyendo la ecuación 4.5 en la ecuación 4.4, podemos expresar la energía de deformación como:

$$U = \frac{kx_{max}^2}{2} \quad (5.6)$$

La energía potencial de la fuerza externa, siendo opuesta en signo a la expresión del trabajo final, porque la energía potencial de la fuerza externa se pierde cuando el trabajo es realizado por la fuerza externa, está dada por:

$$\Omega = -F_{max}x_{max} \quad (5.7)$$

Por lo tanto, sustituyendo las ecuaciones 4.6 y 4.7 en la ecuación 4.1, produce la energía potencial total como:

$$\pi_p = \frac{1}{2}kx_{max}^2 - F_{max}x_{max} \quad (5.8)$$

En general, para cualquier deformación x del resorte correspondiente a la fuerza F , se reemplaza x_{max} con x y F_{max} con F y expresa U y Ω como:

$$U(x) = \frac{kx^2}{2} \quad (5.9)$$

$$\Omega(x) = -Fx \quad (5.10)$$

Se substituye la ecuación 4.9 y la 4.10 en la ecuación 4.1, y se expresa la energía potencial total como:

$$\pi_p(x) = \frac{1}{2}kx^2 - Fx \quad (5.11)$$

Ahora las ecuaciones del elemento de resorte y la matriz de rigidez se derivan usando el principio de la energía potencial mínima. Teniendo en cuenta el resorte lineal sometido a las fuerzas nodales que se muestran en la Figura 4.3. El uso de la ecuación 4.11 revela que la energía potencial total es:

$$\pi_p = \frac{1}{2}k(u_2 - u_1)^2 - f_{1x}u_1 - f_{2x}u_2 \quad (5.12)$$

Donde $u_2 - u_1$ es la deformación del resorte en la ecuación 4.11. El primer término a la derecha en la ecuación 4.12 es la energía de deformación en el resorte. Simplificando la ecuación 4.12, se obtiene:

$$\pi_p = \frac{1}{2}k(u_2^2 - 2u_2u_1 + u_1^2) - f_{1x}u_1 - f_{2x}u_2 \quad (5.13)$$

La minimización de π_p con respecto a cada desplazamiento nodal requiere tomar derivadas parciales de π_p con respecto a cada desplazamiento nodal de tal manera que:

$$\frac{\partial \pi_p}{\partial u_1} = \frac{1}{2}k(-2u_2 + 2u_1) - f_{1x} = 0 \quad (5.14)$$

$$\frac{\partial \pi_p}{\partial u_2} = \frac{1}{2}k(2u_2 - 2u_1) - f_{2x} = 0 \quad (5.15)$$

Simplificando las ecuaciones 4.14 y 4.15, queda:

$$k(-u_2 + u_1) = f_{1x} \quad (5.16)$$

$$k(u_2 - u_1) = f_{2x} \quad (5.17)$$

En forma matricial las ecuaciones 4.16 y 4.17 se expresan de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{1x} \\ f_{2x} \end{Bmatrix} \quad (5.18)$$

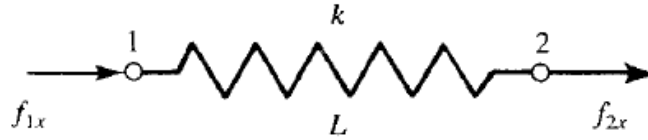


Figura 4.2. Muelle lineal sometido a fuerzas nodales [38].

En general, la relación esfuerzo-deformación en el plano está dada por:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = [D] \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_{xy} \end{Bmatrix} \quad (5.19)$$

Se obtienen los esfuerzos en el plano en términos de grados de libertad nodales desconocidos como:

$$\{\sigma\} = [D][B]\{d\} \quad (5.20)$$

Donde los esfuerzos $\{\sigma\}$ son constantes en todas partes dentro del elemento.

Usando el principio de la energía potencial mínima, es posible generar las ecuaciones para un típico elemento triangular de deformación constante. Teniendo en cuenta que, para el elemento de tensión plana básica, la energía potencial total ahora es una función de los desplazamientos nodales $u_i, v_i, u_j, \dots, v_m$ (que es, $\{d\}$) tal que:

$$\pi_p = \pi_p(u_i, v_i, u_j, \dots, v_m) \quad (5.21)$$

La energía potencial total está dada por:

$$\pi_p = U + \Omega_b + \Omega_p + \Omega_s \quad (5.22)$$

Donde la energía de deformación está dada por:

$$U = \frac{1}{2} \iiint_V \{\varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \quad (5.23)$$

O, usando la ecuación 4.19 se tiene:

$$U = \frac{1}{2} \iiint_V \{\varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon\} dV \quad (5.24)$$

Donde se usó $[D]^T = [D]$. La energía potencial de las fuerzas del cuerpo está dada por:

$$\Omega_b = - \iiint_V \{\psi\}^T \{X\} dV \quad (5.25)$$

Donde $\{\psi\}$ es la función de desplazamiento general, y $\{X\}$ es la matriz de peso corporal / unidad de volumen o densidad de peso (por lo general, en unidades de libras por pulgada cúbica o kilo newtons por metro cúbico).

La energía potencial de cargas concentradas está dada por:

$$\Omega_p = -\{d\}^T \{P\} \quad (5.26)$$

Donde $\{d\}$ representa los desplazamientos nodales usuales, y $\{P\}$ ahora representa las cargas externas concentradas.

La energía potencial de las cargas distribuidas (o tracciones superficiales) se mueven a través de los desplazamientos superficiales respectivos, está dado por:

$$\Omega_s = - \iint_S \{\psi_s\}^T \{T_s\} dS \quad (5.27)$$

Donde $\{T_s\}$ representa las tracciones superficiales (típicamente en unidades de libras por pulgada cuadrada o kilo newtons por metro cuadrado), $\{\psi_s\}$ representa el campo de desplazamientos superficiales a través del cual actúan las tracciones superficiales, y S representa las superficies sobre las cuales actúan las tracciones $\{T_s\}$, se tiene:

$$\begin{aligned} \pi_p = & \frac{1}{2} \iiint_V \{d\}^T [B]^T [D] [B] \{d\} dV - \iiint_V \{d\}^T [N]^T \{X\} dV - \{d\}^T \{P\} - \\ & \iint_S \{d\}^T [N_s]^T \{T_s\} dS \end{aligned} \quad (5.28)$$

Los desplazamientos nodales $\{d\}$ son independientes de las coordenadas generales x - y , por lo que $\{d\}$ puede extraerse de las integrales de la ecuación 4.27. Por lo tanto,

$$\pi_p = \frac{1}{2} \{d\}^T \iiint_V [B]^T [D] [B] dV \{d\} - \{d\}^T \iiint_V [N]^T \{X\} dV - \{d\}^T \{P\} - \{d\}^T \iint_S [N_s]^T \{T_s\} dS \quad (5.29)$$

De las ecuaciones 4.25 hasta 4.27, es posible observar que los últimos tres términos de la ecuación 4.29 representan el sistema de carga total $\{f\}$ en un elemento; es decir,

$$\{f\} = \iiint_V [N]^T \{X\} dV + \{P\} + \iint_S [N_s]^T \{T_s\} dS \quad (5.30)$$

Donde los términos primero, segundo y tercero en el lado derecho de la ecuación 4.30 representan las fuerzas del cuerpo, las fuerzas nodales concentradas y las fuerzas superficiales, respectivamente.

Usando la ecuación 4.30 en la ecuación 4.29, se obtiene:

$$\pi_p = \frac{1}{2} \{d\}^T \iiint_V [B]^T [D] [B] dV \{d\} - \{d\}^T \{f\} \quad (5.31)$$

Tomando la primera variación, o equivalentemente, la derivada parcial de π_p con respecto a los desplazamientos nodales y como $\pi_p = \pi_p(\{d\})$, se obtiene:

$$\frac{\partial \pi_p}{\partial \{d\}} = [\iiint_V [B]^T [D] [B] dV] \{d\} - \{f\} = 0 \quad (5.32)$$

Reescribiendo la ecuación queda:

$$\iiint_V [B]^T [D] [B] dV \{d\} = \{f\} \quad (5.33)$$

Donde nuevamente

$$[k] = \iiint_V [B]^T [D] [B] dV \quad (5.34)$$

4.4 ANÁLISIS MODAL

Se considera el movimiento de un sistema de resorte único de un grado de libertad. En la figura 4.3, se muestra el sistema masa resorte de un solo grado de libertad sometido

a una fuerza dependiente del tiempo $F(t)$. Aquí k representa la rigidez del resorte o constante, y m representa la masa del sistema.

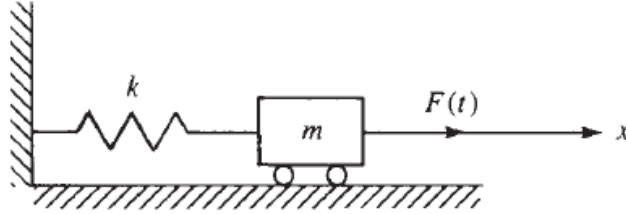


Figura 4.3. Sistema masa-resorte sometido a una fuerza dependiente del tiempo [38].

El diagrama de cuerpo libre de la masa se muestra en la figura 4.5. La fuerza del resorte $T=kx$ y la fuerza aplicada $F(t)$ actúan sobre la masa, y el término masa-tiempo-aceleración se muestra por separado.

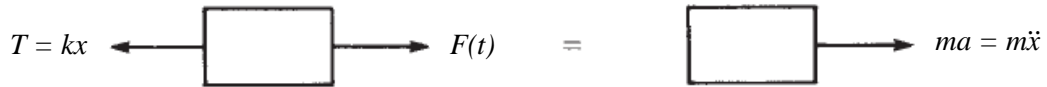


Figura 4.4. Diagrama de cuerpo libre de la masa de la figura 4.3 [38].

Aplicando la segunda ley del movimiento de Newton, $f=ma$, a la masa, se obtiene la ecuación de movimiento en la dirección x como:

$$F(t) - kx = m\ddot{x} \quad (5.34)$$

donde un punto sobre una variable denota diferenciación con respecto al tiempo; es decir, $(\dot{})=d()/dt$. Reescribiendo la ecuación 4.34 en forma estándar, se tiene:

$$m\ddot{x} + kx = F(t) \quad (5.35)$$

La ecuación 4.35 es una ecuación diferencial lineal de segundo orden cuya solución estándar para el desplazamiento x consiste en una solución homogénea y una solución particular.

La solución homogénea a la ecuación 4.35 es la solución que se obtiene cuando el lado derecho se iguala a cero. Se obtienen varios conceptos útiles con respecto a las vibraciones al considerar esta vibración libre de la masa, es decir, cuando $F(t)=0$. Por lo tanto, definiendo:

$$w^2 = \frac{k}{m} \quad (5.36)$$

y establecer el lado derecho de la ecuación 4.35 igual a cero, se tiene:

$$\ddot{x} + w^2 x = 0 \quad (5.37)$$

Donde w es la frecuencia circular natural de la vibración libre de la masa, expresado en unidades de radianes por segundo o revoluciones por minuto (rpm). Por lo tanto, la frecuencia circular natural define la cantidad de ciclos por unidad de tiempo de la vibración de la masa. Se observa en la ecuación 4.36 que w depende solo de la rigidez del muelle k y de la masa m del cuerpo.

Describiendo como determinar las frecuencias naturales de los elementos continuos (específicamente el elemento de la barra). Las frecuencias naturales son necesarias en un análisis de vibración y también son importantes cuando se elige un paso de tiempo adecuado para un análisis de dinámica estructural.

Las frecuencias naturales se determinan resolviendo la ecuación en ausencia de la función forzada $F(t)$. Por lo tanto, la ecuación matricial se resuelve de la siguiente manera:

$$[M]\{\ddot{d}\} + [K]\{d\} = 0 \quad (5.38)$$

La solución estándar para $\{d(t)\}$ viene dada por la ecuación armónica en el tiempo:

$$\{d(t)\} = \{d'\}e^{iwt} \quad (5.39)$$

Donde $\{d'\}$ es la parte de la matriz de desplazamiento nodal llamada modos naturales que se supone que es independiente del tiempo, i es el número imaginario estándar dado por $i = \sqrt{-1}$ y w es una frecuencia natural.

Diferenciando la ecuación 4.39 dos veces con respecto al tiempo, se obtiene:

$$\{\ddot{d}(t)\} = \{d'\}(-w^2)e^{iwt} \quad (5.40)$$

Sustituyendo las ecuaciones 4.39 y 4.40 en la ecuación 4.38 se obtiene:

$$-[M]w^2\{d'\}e^{iwt} + [K]\{d'\}e^{iwt} = 0 \quad (5.41)$$

Combinando términos en la ecuación 4.41, se obtiene:

$$e^{i\omega t}([K] - \omega^2[M])\{d'\} = 0 \quad (5.42)$$

Porque $e^{i\omega t}$ no es cero, de la ecuación 4.42 se obtiene:

$$([K] - \omega^2[M])\{d'\} = 0 \quad (5.43)$$

La ecuación 4.43 es un conjunto de ecuaciones lineales homogéneas en términos del modo de desplazamiento $\{d'\}$. Por lo tanto, la ecuación 4.43 tiene una solución no trivial sí y solo sí el determinante de la matriz de coeficientes de $\{d'\}$ es cero; es decir, se debe tener:

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (5.44)$$

En general, la ecuación 4.44 es un conjunto de n ecuaciones algebraicas, donde n es el número de grados de libertad asociados con el problema [40].

CAPÍTULO 5

EXPERIMENTACIÓN

5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se describen las pruebas y análisis virtuales realizados para el diseño de un chasis de aluminio. Iniciando con el análisis del cambio de material, posteriormente con el diseño de experimentos de vehículo solo con sus componentes y finalmente con un análisis del vehículo con carga.

5.2 CAMBIO DE MATERIAL

Para poder observar más claramente la diferencia en el desempeño del chasis base de acero con el cambio de material a aluminio se realizaron 3 simulaciones del chasis considerando el peso de los componentes que se ensamblan directamente a él, siendo estos los componentes que forman parte de la combinación media de valores, estos valores se describen más adelante en el diseño de experimentos, Se aplica el caso de carga de 1G, explicado posteriormente en la figura 6.3, con los puntos fijos de la suspensión como condición frontera.

En estas simulaciones se obtuvieron los valores de desplazamiento y esfuerzo máximo en largueros y travesaños. La primera simulación se realizó al chasis base. La segunda se realizó al chasis solo modificando el material de los largueros, es decir cambiándolo por aluminio 6013-T6, y la tercera se realizó modificando el material de todos los componentes del chasis, es decir el chasis enteramente de aluminio como se muestra en la tabla 5.1.

Tabla 5.1. Casos para las simulaciones de cambio de material

Caso	Configuración
1	Acero
2	Largueros de Aluminio
3	Todo Aluminio

5.3 DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Para facilitar la sustitución de material de acero por aluminio se realizó un análisis de sensibilidad del cual se obtuviera la localización de las zonas mayormente afectadas por desplazamiento, además de las variables que tenían un mayor efecto en el peso y concentración de esfuerzos del chasis.

Para este análisis, primeramente, se realizó una investigación acerca de los componentes y las diferentes combinaciones de modelos y pesos de estos. A continuación, se muestran estas combinaciones en la tabla 5.2.

Tabla 5.2. Diferentes variantes de componentes y pesos del camión clase 8 VNM 630 [41] [42].

Motor		Transmisión		Cabina		Tanque de combustible		Largueros
Tipo	Peso (kg)	Tipo	Peso (kg)	Tipo	Peso (kg)	Litros	Peso	Espesor (mm)
D11	1,025	12 velocidades	365.71	Cabina de día longitud media	1,170	190	197.14	7
D13	1,182	Eaton Fuller 10	325.06	Cubierta longitud media, camarote techo plano de 42"	1,380	380	364.15	7.5
Cummins X15	1,343	Allison 5-6 Velocidades	377.27	Cubierta de longitud media, camarote techo medio de 61"	1,549	570	431.16	8

En este diseño de experimentos se utilizó la combinación de los pesos del motor y de la transmisión como una sola unidad llamada tren motriz. Se consideran los 3 tipos de cabina que se pueden utilizar con este chasis. Para obtener el peso de los tanques de combustible, se calculó la masa del diésel y se sumó el peso de los soportes y el tanque en

si, como se menciona en el capítulo 2. Finalmente, se considera una variable geométrica, en este caso el espesor de los largueros en sus valores, mínimo, de 7mm, medio, de 7.5mm y máximo de 8mm. El modelo utilizado se muestra en la figura 5.1, donde los 3 componentes cuyo peso se varía en este análisis se representan en color azul.

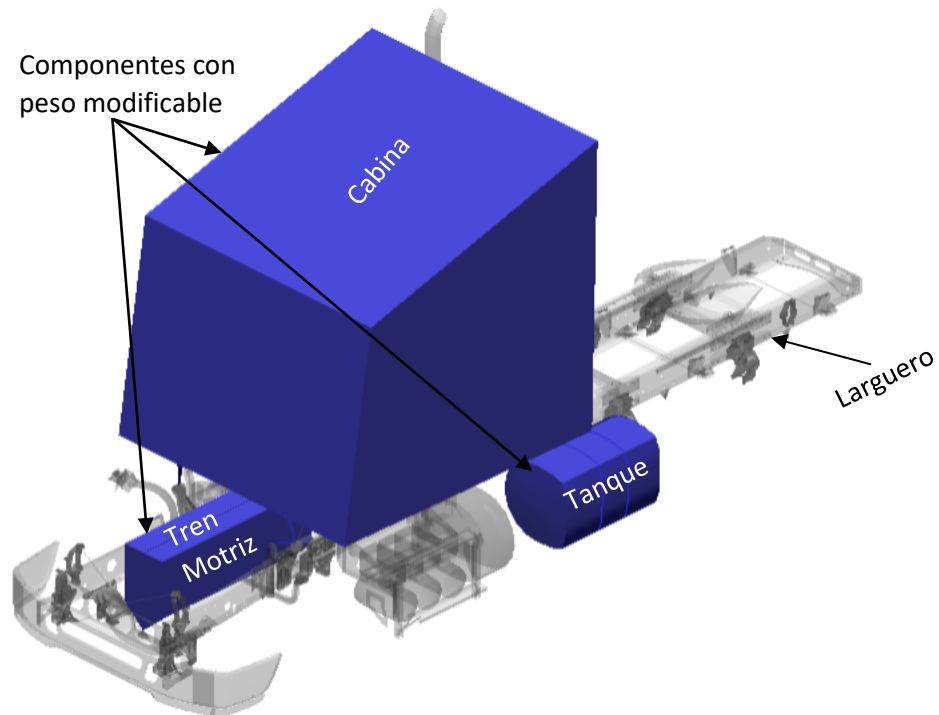


Figura 5.1. Modelo utilizado para el diseño de experimentos.

El caso de carga con el que se corrieron todas las simulaciones del diseño de experimentos, en el cual el chasis se sostiene de los puntos fijos donde se ensambla la suspensión con el chasis, a este modelo se le agrega un caso de carga para poder observar el comportamiento normal de los componentes ensamblados en el chasis, sin cargas adicionales.

A continuación, se siguieron 5 de los 7 pasos recomendados por la teoría para la experimentación.

5.3.1 PASO 1: RECONOCIMIENTO Y DECLARACIÓN DEL PROBLEMA

Consideraciones:

- Geometría del chasis.
- Pesos de componentes principales como se muestra en la tabla 5.1.
- Espesor de largueros entre 7 y 8 mm.

Se busca encontrar:

- Desplazamientos máximos en largueros y travesaños.
- Esfuerzos máximos en largueros y travesaños.

Objetivo (considerando un caso de carga 1G):

- Minimizar desplazamientos máximos en largueros y travesaños.
- Minimizar esfuerzos máximos en largueros y travesaños.

5.3.2 PASO 2: SELECCIÓN DE FACTORES Y NIVELES

Para este análisis se tienen 5 factores, como se muestra en la tabla 6.1, lo que incrementa considerablemente la cantidad de simulaciones a realizar, por lo que se simplificó el modelo definiendo en su lugar 4 factores, considerando la combinación del motor con la transmisión como 1 solo factor llamado tren motriz. Para cada factor se tienen 3 niveles, uno bajo, uno central y un alto. Como se muestra en la tabla 5.3.

Tabla 5.3. Despliegue de los factores y niveles para el experimento.

Factores	Niveles			Unidad
	Bajo (-1)	Centro (0)	Alto (+1)	
Tren Motriz	1,390.71	1,507.06	1,720.27	kg
Cabina	1,170	1380	1549	kg
Tanques de combustible	196.31	362.49	528.67	kg
Largueros	7	7.5	8	mm

5.3.3 PASO 3: SELECCIÓN DE LA VARIABLE DE RESPUESTA

Las variables de respuesta seleccionadas dependen directamente del tipo de simulación que se planea realizar, en este caso es un análisis de esfuerzos y desplazamientos, con el mismo caso de carga de 1G mencionado en el capítulo 3, por lo que las variables de salida definidas son:

- Maximo desplazamiento en largueros.
- Máximo desplazamiento en travesaños.
- Máximo esfuerzo en largueros.
- Maximo esfuerzo en travesaños.
- Peso.

Por ser el experimento una simulación de elemento finito sin cambios en el mallado, no se requiere ninguna réplica del experimento.

5.3.4 PASO 4: ELECCIÓN DEL DISEÑO EXPERIMENTAL

La elección del diseño implica la consideración del tamaño de la muestra (número de réplicas), la selección de un orden de ejecución adecuado para los ensayos experimentales, y si están o no bloqueadas u otras restricciones de aleatorización.

Para este experimento en particular, no es necesario aleatorizar las pruebas, y tampoco realizar replicas, ya que se trata de simulaciones de elemento finito sin cambios en el mallado, como se mencionó en el punto anterior.

Si se buscara hacer este experimento como un diseño factorial completo se hablaría entonces de 2^k que en este caso es 2^4 , es decir 16 simulaciones, lo que es un número muy elevado, por lo que se simplificó este diseño y al mismo tiempo se minimizó al máximo la incertidumbre, así que se planteó mejor realizar un diseño factorial fraccionado 2^{k-1} con un valor central (este valor central para facilitar la interpretación de tendencias e interacciones), siendo este diseño de experimentos el que se muestra en la tabla 5.4 [43].

Tabla 5.4. Diseño factorial fraccionado con un valor central codificado.

Corrida	Tren Motriz	Cabina	Tanques de combustible	Espesor de larguero
1	-	-	-	-
2	+	-	-	+
3	-	+	-	+
4	+	+	-	-
5	-	-	+	+
6	+	-	+	-
7	-	+	+	-
8	+	+	+	+
9	0	0	0	0

Posteriormente se reemplazan los valores codificados por los valores reales que se utilizarían en el experimento quedando la tabla 6.5.

Tabla 5.5. Diseño factorial fraccionado con un valor central decodificado.

Corrida	Tren Motriz	Cabina	Tanques de combustible	Espesor de larguero
1	1390.71	1170	196.31	7
2	1720.27	1170	196.31	8
3	1390.71	1549	196.31	8
4	1720.27	1549	196.31	7
5	1390.71	1170	528.67	8
6	1720.27	1170	528.67	7
7	1390.71	1549	528.67	7
8	1720.27	1549	528.67	8
9	1507.06	1380	364.15	7.5

5.3.5 PASO 5: REALIZAR EL EXPERIMENTO

Se realizaron 9 simulaciones basadas en la tabla 6.5, los resultados se muestran en la tabla 6.3. Estos resultados se analizan a profundidad en el capítulo 7 de este trabajo.

5.4 ANÁLISIS DEL VEHÍCULO CARGADO

Una vez terminado el análisis de sensibilidad en el chasis sin carga se procede a generar 3 simulaciones más, añadiendo la carga equivalente a un tráiler unido a la quinta rueda del camión como masa suspendida de 22,000kg. Estas simulaciones fueron:

1. La combinación óptima de los factores arrojada por el análisis de datos del diseño de experimentos (ver capítulo 7).
2. La combinación de factores que generan el vehículo más ligero.
3. La combinación de los factores que generan el vehículo más pesado.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

6.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan y analizan todos los resultados de las simulaciones realizadas en este trabajo, siendo los resultados del cambio de material, los resultados de diseño de experimentos, y los parámetros de desempeño del chasis de aluminio. Todo para finalmente poder definir una metodología para diseño de chasis de aluminio.

6.2 RESULTADOS DEL CAMBIO DE MATERIAL

Una vez realizadas las simulaciones con los 3 escenarios correspondientes al cambio de material se obtienen los resultados que se observan en la tabla 6.1 y posteriormente, en la figura 6.1 se puede observar la diferencia porcentual entre estas modificaciones, siendo el chasis de acero la línea en el valor de 0%.

Tabla 6.1. Resultados del cambio de material para las 3 simulaciones realizadas.

Caso	Configuración	Max. Desp. Larguero (mm)	Max. Desp. Travesaño (mm)	Esfuerzo Max. (MPa)	σ_y (MPa)	Factor de Segurida d	Peso (kg)
1	Acero	0.46	0.72	139	557	4.01	695.6
2	Largueros de Aluminio	0.97	0.81	139	340	2.45	469.9
3	Todo Aluminio	1.14	1.46	139	340	2.45	272.9

CAPÍTULO 6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

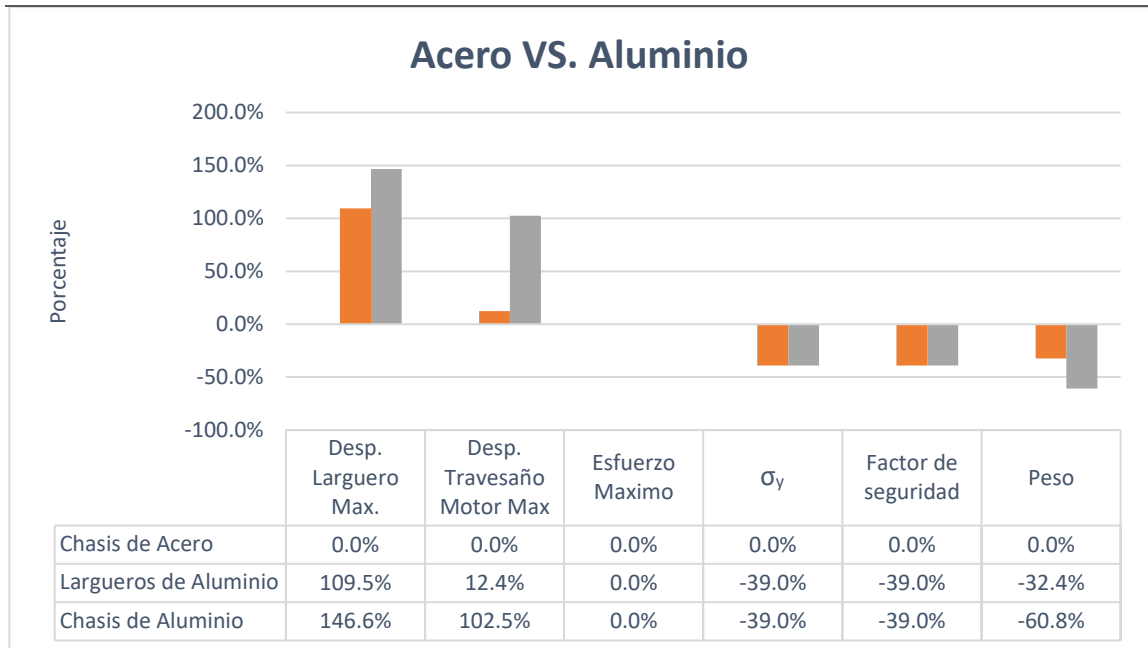


Figura 6.1. Comparación de desempeño entre chasis con componentes de acero (0%), solo con largueros de aluminio (color naranja) y componentes de aluminio (color gris). en el caso de carga 1G.


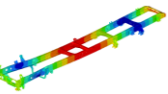
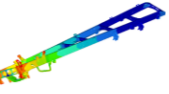
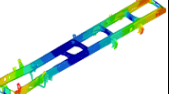
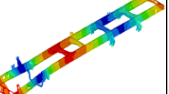
Como se observa en la gráfica previa, el desplazamiento incrementa más del doble en los largueros de aluminio. En el chasis completo de aluminio el desplazamiento que se midió en los largueros es casi 3 veces mayor. esto es debido a la diferencia en el módulo de elasticidad de los materiales, ya que el este para el aluminio es de 340MPa, que es 39% inferior al del acero al ser este de 557MPa, es esta propiedad por la cual se ve un aumento tan significativo en el desplazamiento al aplicar la carga de 1G. El desplazamiento máximo en los largueros del chasis base es de 0.46mm únicamente y de 0.72mm en el travesaño del motor. El esfuerzo máximo también incrementa ya que en el chasis base es de 136MPa.

Por otro lado, también se observa un decremento significativo en el peso. Llegando incluso a una disminución del 60%, muy por encima del objetivo de este trabajo. Lamentablemente en el chasis de aluminio se observa un decremento superior al 40% en el factor de seguridad, lo cual es inaceptable, esto se menciona en el capítulo 2.

6.3 CARACTERÍSTICAS DEL CHASIS DE ALUMINIO

Se realizaron las simulaciones necesarias para determinar la afectación en los parámetros de desempeño del chasis y de sus componentes, únicamente cambiando el material, es decir conservando la geometría sin cambios. El resultado de estas simulaciones se muestra en la tabla 6.2.

Tabla 6.2. Desempeño del chasis de aluminio.

Función Nivel		Soporte de componentes	Comfort	Frecuencias críticas		
Sistema	Chasis					
		Rigidez Vertical (N/mm)	Rigidez Torsional (N·m/deg)	Frecuencia Torsional (Hz)	Frecuencia Lateral (Hz)	Frecuencia Doblado (Hz)
		1567.4	149.52	4.22	12.51	21.42

Se calculó también el RBM de los largueros considerando el límite elástico del aluminio, como se muestra en la tabla 6.3, lo cual disminuyó el RBM considerablemente por un 40%, lo cual es inaceptable, sobre todo en las zonas críticas.

Tabla 6.3. Desempeño de los componentes del chasis.

Función Nivel		Soporte de componentes	Confort
Componentes	Largueros	Material= Aluminio 6013-T6 7mm	
		$\sigma_y = 350\text{MPa}$	
		RBM Vertical= 80,186kNmm	RBM Lateral= 35,747kNm
	Travesaño de motor	Material= Aluminio 6013-T6 5mm	
		$\sigma_y = 350\text{MPa}$	

6.3.1 FRECUENCIAS NATURALES

Como se observa en la tabla 6.1 las frecuencias naturales del chasis de aluminio son prácticamente iguales a las del chasis de acero que se presentan en la tabla 2.1, esto se debe a las propiedades de los mismos materiales, es decir un componente o sistema físico tiene infinitas frecuencias, siendo las primeras frecuencias naturales las más importantes.

Específicamente considerando el caso de doblado, es posible analizarlo con la ecuación 6.1.

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (7.1)$$

Donde ω_n es frecuencia angular en radianes por segundo, f_n es la frecuencia en Hz, K es rigidez y m es masa. Es posible utilizar las propiedades básicas de ambos materiales, estas se muestrsan en la tabla 3.1, y sustituyendo la masa por la ecuación 2.1 se obtiene la ecuación 6.2.

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho V}} \quad (7.2)$$

Considerando volúmenes iguales. Para el caso del acero se tiene:

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{210000}{7850}} = 5.172 \frac{rad}{s} \quad (7.3)$$

De igual manera, para el caso del aluminio se tiene:

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{70000}{2700}} = 5.092 \frac{rad}{s} \quad (7.4)$$

Es por esto que, aun variando el peso del chasis sustituyendo el material base acero por aluminio, las frecuencias naturales con ambos materiales son prácticamente iguales.

6.4 RESULTADOS DEL DISEÑO DE EXPERIMENTOS

En la tabla 6.4 se observa que el desplazamiento es casi despreciable ya que en ninguna corrida llega a medir 1mm, sin embargo, esto es normal debido al caso de carga, ya que el chasis está sobredimensionado para un caso de carga 1G, estos resultados se analizan a fondo a continuación, siguiendo los pasos 6 y 7 de la metodología sugerida por la teoría.

6.4.1 PASO 6: ANÁLISIS DE DATOS

Las mediciones se tomaron en los puntos de máximo desplazamiento y de máxima concentración de esfuerzos. Los resultados de estas mediciones se muestran en la tabla 6.4.

Tabla 6.4. Resultados del diseño factorial fraccionado.

Corrida	Peso Total (kg)	Desplazamiento máximo en larguero (mm)	Desplazamiento máximo en travesaño (mm)	Esfuerzo máximo en larguero (MPa)	Esfuerzo máximo en travesaño (MPa)
1	4518	0.355	0.579	62.12	111.348
2	4985	0.36	0.746	45.42	149.432
3	4944	0.354	0.572	49.8	110.95
4	5227	0.412	0.787	65.382	151.23
5	5226	0.661	0.561	88.135	111.12
6	5508	0.76	0.778	122.22	151.46
7	5558	0.743	0.596	121.12	112.699
8	5935	0.644	0.761	87.523	150.66
9	5282	0.482	0.693	75.501	135.275

Una vez teniendo los resultados de las simulaciones se analizaron los datos con el software Minitab. Todas las gráficas obtenidas con este software se abreviaron en inglés, estas son sus equivalencias. Para los factores: PT= Tren motriz, CAB= Cabina, FT= Tanque de combustible y T= Espesor de largueros. Para las variables de respuesta: Weight= Peso, Rail Max Disp= Maximo desplazamiento en largueros, CM Max Disp= Maximo desplazamiento en travesaños, Rail Max Stress= Esfuerzo Maximo en largueros, CM Max Stress= Esfuerzo Maximo en travesaños

En la figura 6.2 se pueden observar las gráficas de los efectos principales para las 5 diferentes variables de respuesta, donde se observa que: a) Para el peso las variables que representan los pesos de la cabina, el tren motriz y los tanques de combustible tienen los efectos principales, mientras que el espesor de los largueros tiene un efecto mínimo. b) Los 2 efectos principales para el desplazamiento en los largueros son el peso de los tanques y el espesor de los largueros, teniendo estos efectos contrarios entre sí. c) Para el caso del

CAPÍTULO 6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

desplazamiento máximo en un travesaño el único factor significativo es el del peso del tren motriz. d) Los factores con mayor significancia para el esfuerzo máximo en los largueros son el peso del tanque de combustible y el espesor de los largueros, teniendo efectos inversos. e) para el esfuerzo máximo en travesaños, únicamente tiene significancia el peso del tren motriz.

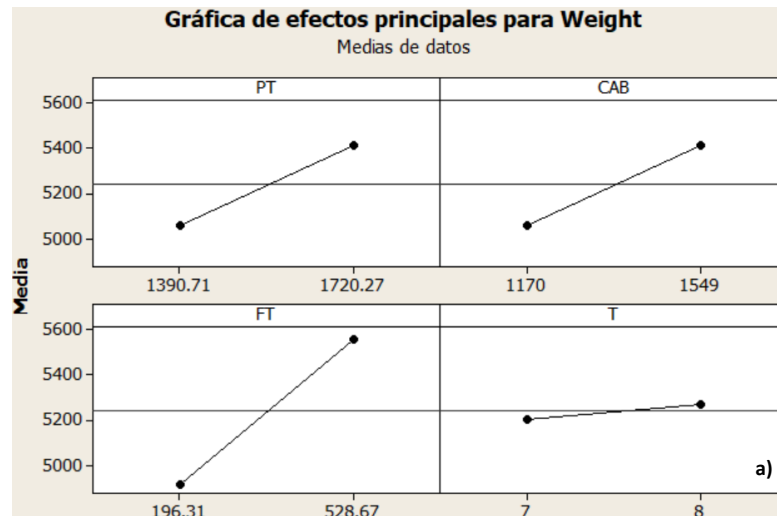


Figura 6.2. a) Gráficas de efectos principales para la respuesta de salida peso.

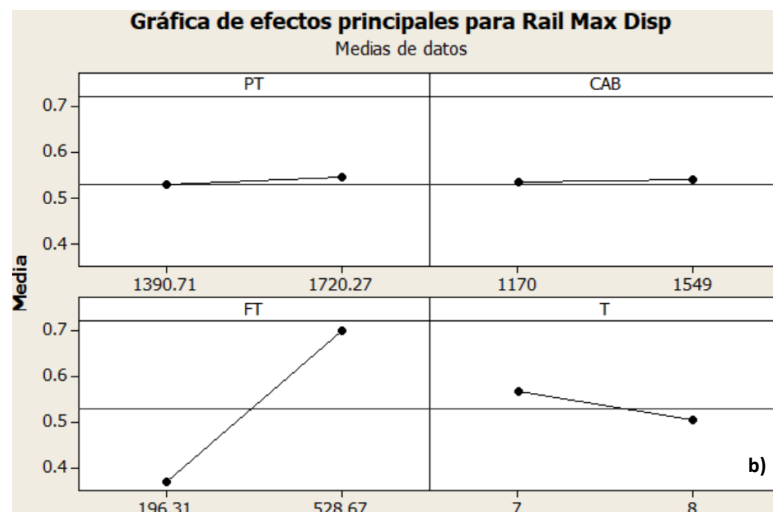


Figura 6.2. b) Gráficas de efectos principales para la respuesta de salida desplazamiento máximo en largueros.

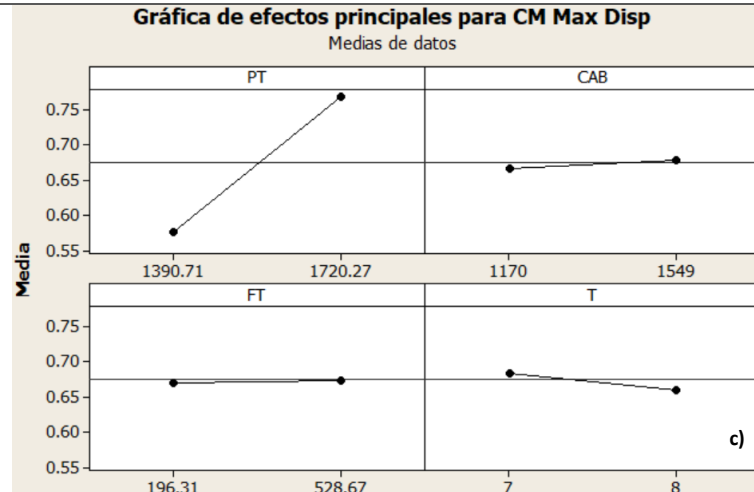


Figura 6.2. c) Gráficas de efectos principales para la respuesta de salida desplazamiento máximo en travesaños.

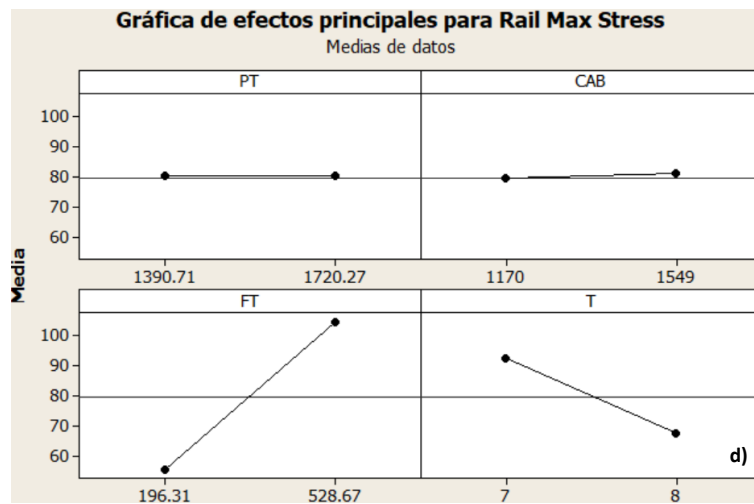


Figura 6.2. d) Gráficas de efectos principales para la respuesta de salida esfuerzo máximo en largueros.

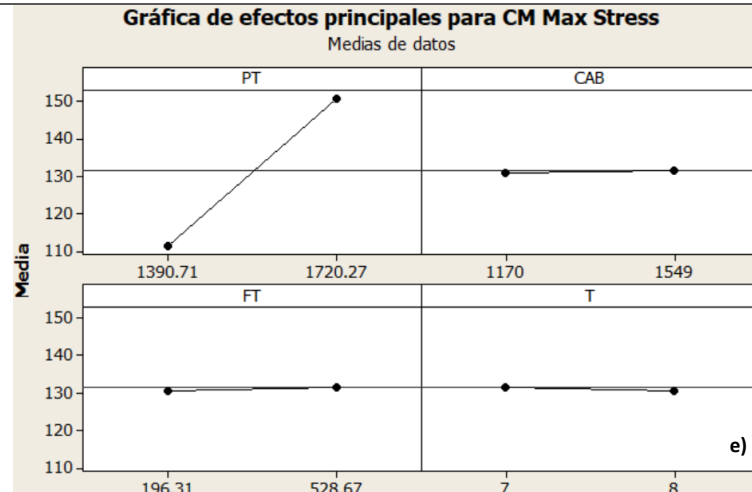


Figura 6.2. e) Gráficas de efectos principales para las respuestas de salida esfuerzo máximo en travesaños.

Posteriormente se obtienen las gráficas de Pareto de los efectos principales, como se observa en la figura 6.3, donde: a) Para el peso total ningún factor es considerado significativo. b) Para el desplazamiento máximo en los largueros la combinación de factores peso de tren motriz y peso de la cabina, son los más significantes, casi con la misma significancia se puede ver la combinación de los factores peso de tanques de combustible y espesor de los largueros y finalmente el único factor independiente con efecto significativo es el peso de los tanques de combustible. c) Para el caso del desplazamiento máximo en un travesaño el único factor significativo es el del peso del tren motriz. d) Los factores con mayor significancia para el esfuerzo máximo en los largueros son los mismos que observábamos para el desplazamiento, pero además tiene significancia el espesor de los largueros, hay que recordar que con un efecto inverso. e) para el esfuerzo máximo en travesaños, únicamente tiene significancia el peso del tren motriz.

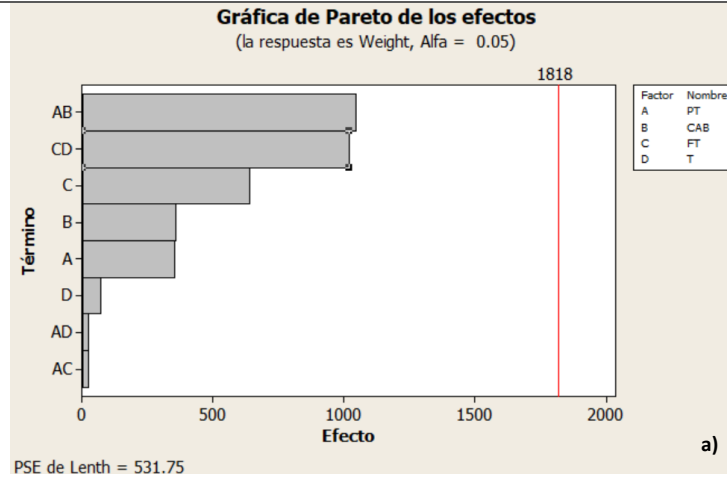


Figura 6.3. a) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida peso.

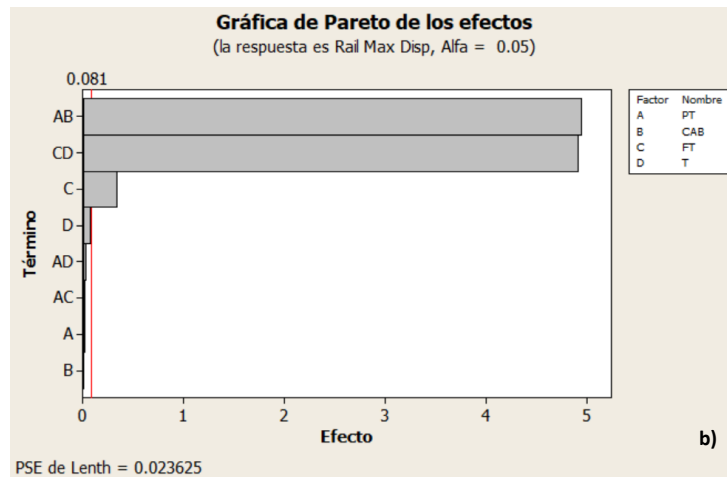


Figura 6.3. b) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida desplazamiento máximo en largueros.

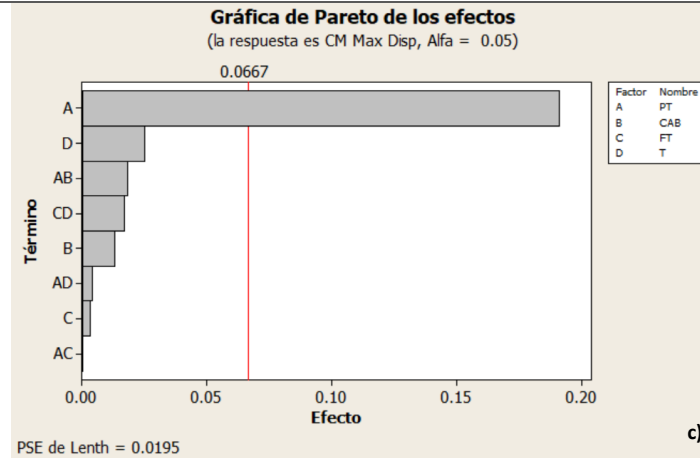


Figura 6.3. c) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida desplazamiento máximo en travesaños.

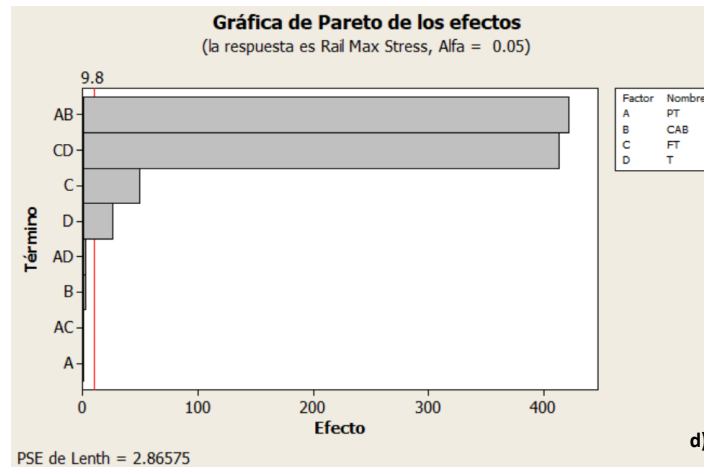


Figura 6.3. d) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida esfuerzo máximo en largueros.

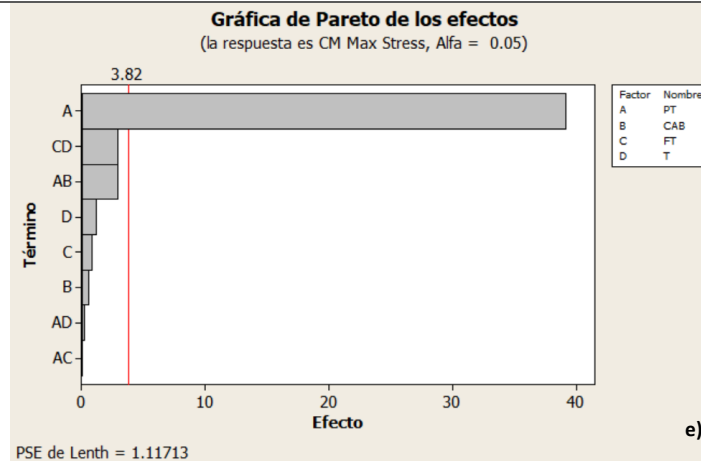


Figura 6.3. e) Gráfica de Pareto para la respuesta de salida esfuerzo máximo en travesaños.

Después se obtienen las gráficas de contorno (ver figura 6.4), desde las que se puede visualizar en un espacio gráfico los valores para las variables de salida y los valores de los factores de entrada, además se pueden ver enmarcados en rojo los efectos principales definido a través de las gráficas anteriores.

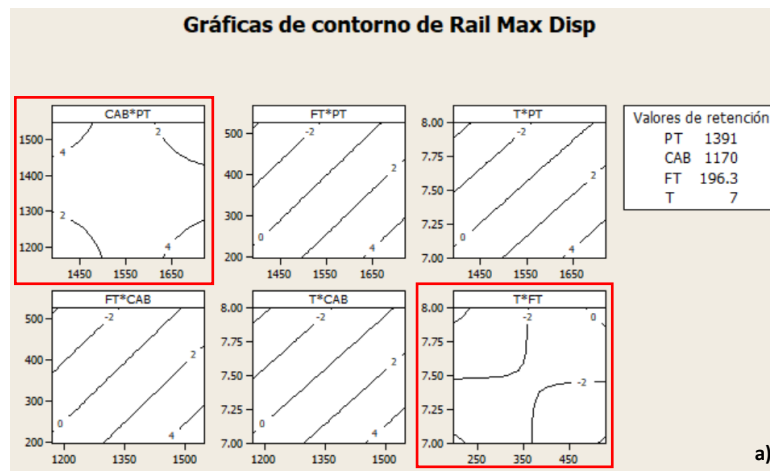


Figura 6.4. a) Gráficas de contorno para la respuesta de salida desplazamiento máximo en largueros.

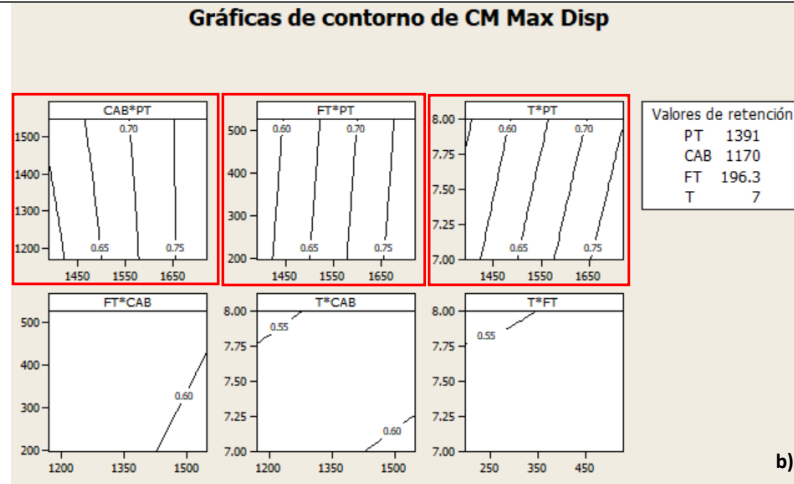


Figura 6.4. b) Gráficas de contorno para la respuesta de salida desplazamiento máximo en travesaños.

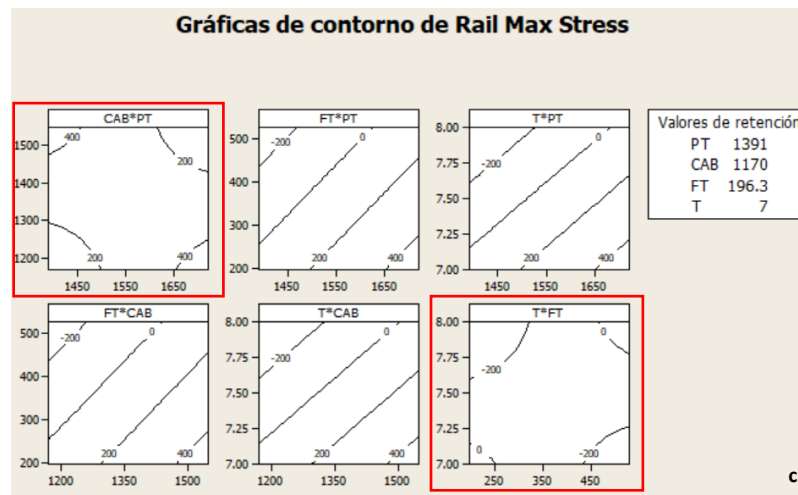


Figura 6.4. c) Gráficas de contorno para la respuesta de salida esfuerzo máximo en largueros.

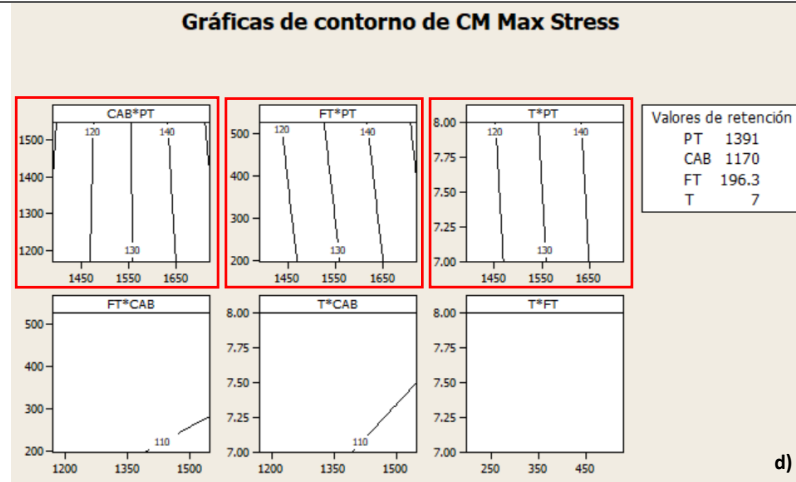


Figura 6.4. d) Gráficas de contorno para la respuesta de salida esfuerzo máximo en travesaños.

Finalmente se obtienen los valores óptimos para los factores, donde se busca minimizar todas las variables de salida, estos se pueden ver en la figura 7.5.

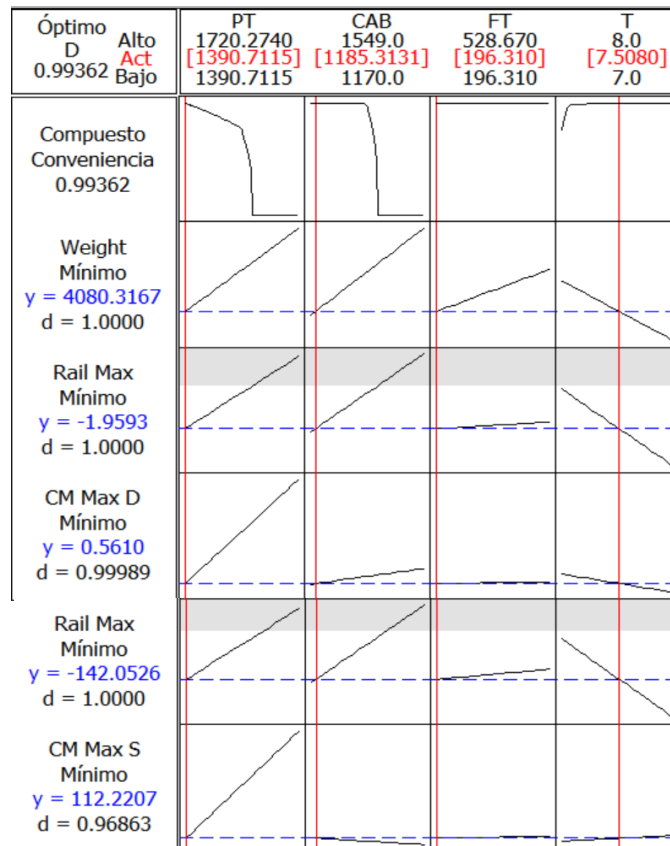


Figura 6.5. Optimización para minimizar los valores de las variables de salida.

6.4.2 PASO 7: TOMA DE DECISIONES

Es posible concluir, de este diseño de experimentos, los valores óptimos para los factores son los valores mínimos para peso de tren motriz y tanques de combustible, un valor bajo, casi mínimo, para el peso de la cabina y un valor central para el espesor de los largueros.

Se corrió una simulación más con estos valores óptimos y se obtuvieron los siguientes resultados:

- Peso total: 4,557kg
- Maximo desplazamiento en largueros: 0.336mm
- Maximo desplazamiento en travesaño: 0.569mm
- Maximo esfuerzo en largueros: 52.5MPa
- Maximo esfuerzo en largueros: 110.88MPa

Al comparar los resultados de la simulación de los valores óptimos con los resultados de la tabla 5.5 es posible confirmarlos como verdaderamente óptimos ya que el peso total varía de 4,518kg a 5,935kg, el resultado con los valores óptimos está muy cerca del límite inferior. El desplazamiento máximo en los largueros varia de 0.354mm a 0.76mm, el resultado con los valores óptimos queda por debajo del límite inferior. El desplazamiento máximo en el travesaño varía de 0.561mm a 0.787mm, el resultado con los valores óptimos está muy cerca del límite inferior. El esfuerzo máximo en los largueros varía de 45.42MPa a 122.22MPa, de igual manera, el resultado con los valores óptimos está muy cerca del límite inferior. Finalmente, el esfuerzo máximo en travesaños es de 110.95MPa a 151.46MPa resultando así la simulación con los valores óptimos por debajo del límite inferior.

6.5 RESULTADOS DEL VEHÍCULO CARGADO

Se realizaron las 3 corridas que se definieron para el vehículo con carga, los resultados se muestran en la tabla 6.5. Las mediciones se tomaron en los puntos de máximo desplazamiento y de máxima concentración de esfuerzos.

CAPÍTULO 6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Tabla 6.5. Resultados de las simulaciones con carga.

Corrida	Peso Total (kg)	Desplazamiento máximo en larguero (mm)	Desplazamiento máximo en travesaño (mm)	Esfuerzo máximo en larguero (MPa)	Esfuerzo máximo en travesaño (MPa)
1	26,582	0.46	0.58	259.26	111.81
2	26,544	0.461	0.59	285.55	112.28
3	27,961	0.67	0.77	235.63	151.55

En la figura 6.6 se muestran en escala de colores las zonas de máximo desplazamiento y de concentración de esfuerzos del vehículo con carga. En el caso de los travesaños, el travesaño de motor sigue siendo el que tiene la mayor deformación y el mayor esfuerzo, además de quedarse en los mismos valores, pero en el caso de los largueros, esta zona cambia y se posiciona en la parte trasera, cerca de la zona de ensamble de la quinta rueda, que es donde se une la carga al vehículo, aumentando el esfuerzo más de un 30%.

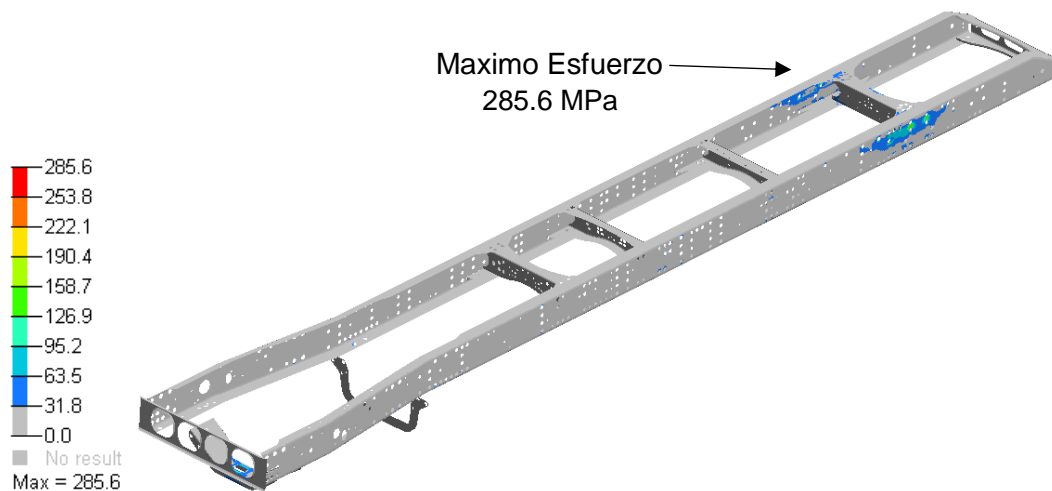


Figura 6.6. Representación gráfica de la concentración de esfuerzos.

6.6 METODOLOGÍA PROPUESTA PARA DISEÑO DE CHASIS EN ALUMINIO

En base a los resultados obtenidos de las simulaciones y presentados en el capítulo anterior se define una metodología, la cual podrá ser utilizada en futuros diseños de chasis de aluminio.

Los pasos que se siguen actualmente para el diseño se plasman en la figura 6.7, en el esquema actual se tiene una iteración basada en la experiencia del diseñador, la cual se repite hasta llegar a un resultado óptimo.

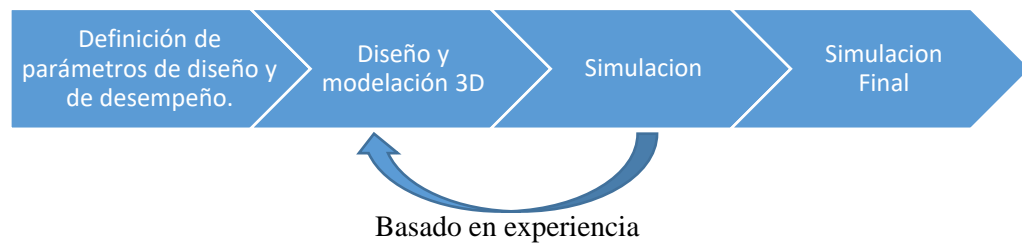


Figura 6.7. Proceso actual de diseño.

El esquema propuesto es similar al actual, la diferencia radica en la información utilizada para realizar las iteraciones, ya que por estar basadas en un análisis de sensibilidad cualquier persona, sin necesidad de tratarse de un experto puede realizar modificaciones fundamentadas, reduciendo así el número de estas. Dicho esquema se muestra en la figura 6.8.

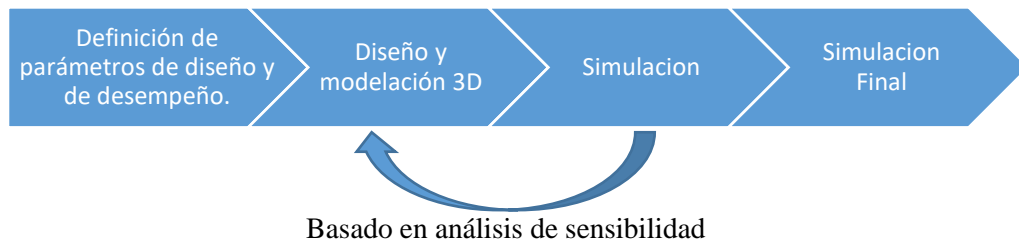


Figura 6.8. Proceso propuesto de diseño.

6.7 CASO DE ESTUDIO

Finalmente se realiza un caso de estudio para corroborar la funcionalidad de la metodología. A continuación, se describen las modificaciones realizadas en el modelo y los resultados de este caso de estudio.

Para el caso de este estudio (como se muestra en la figura 7.9) se corroboró que hay 2 zonas de concentración de esfuerzos en los largueros y una en el travesaño de soporte de motor, así que estas son las zonas que deben reforzarse en el modelo durante el cambio de material.

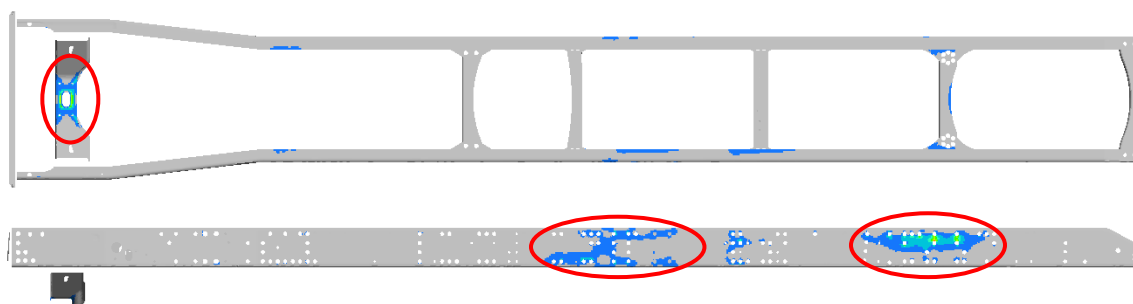


Figura 6.9. Representación gráfica de las zonas de concentración de esfuerzos.

Para el cambio de material, de acero a aluminio se consideran las diferencias de las propiedades de ambos materiales (capítulo 3) y se concluye que debería incrementarse el espesor del travesaño de motor, que actualmente es de 5mm, debe ser 40% mayor, por lo menos en la zona central del travesaño que es la zona crítica, esto puede ser agregando un refuerzo de 2mm en esa zona, o utilizando un travesaño de 7mm.

Por otro lado, el RBM vertical de los largueros debe buscar igualar el del acero por lo menos en sus zonas críticas. El RBM del larguero de acero es de 204,228kNmm y el RBM del larguero de aluminio es de 80,186.1kNmm, para buscar igualar estas propiedades, por lo menos en las áreas críticas, después de haber cambiado de material, se deben modificar las propiedades geométricas de la sección en este caso se incrementa el espesor de 7mm a 10mm en todo el larguero y además se incrementa la altura del alma de 266mm a 388mm en la zona crítica, el largo del patín no se modifica ya que podría

CAPÍTULO 6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

afectar el acceso de algunos componentes que se instalan posteriormente como el motor y la suspensión. En la figura 6.10 se observa el modelo propuesto.

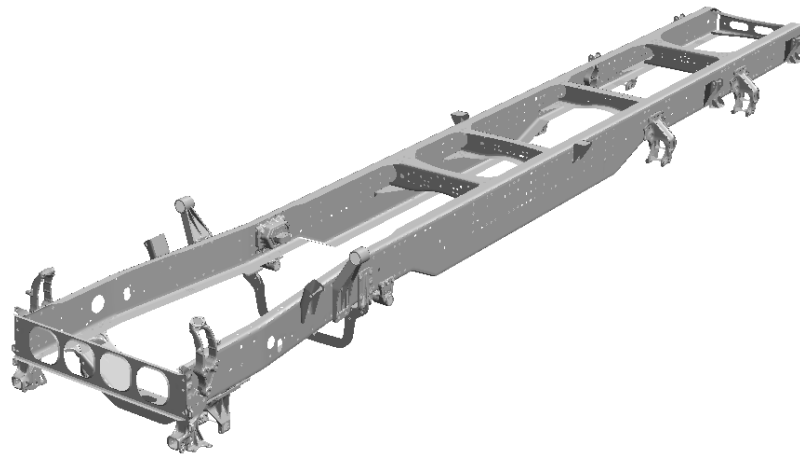


Figura 6.10. Modelo propuesto.

Como se muestra en la figura 6.3 este modelo propuesto disminuye el peso del modelo base por 45% lo cual sobrepasa el objetivo planteado, sin embargo, disminuye la gran disminución generada por el simple cambio de material del 60%. Considerando que el objetivo es la disminución de por lo menos un 15%, es posible considerar el cambio de material muy prometedor.

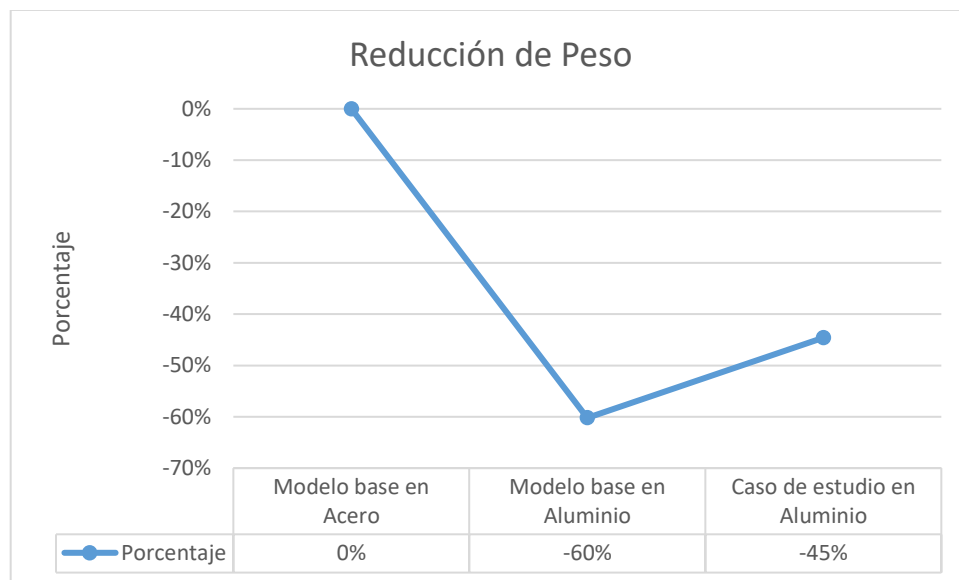

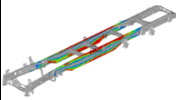
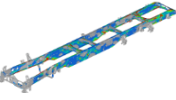
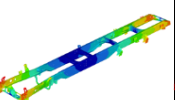
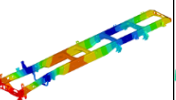
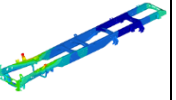


Figura 6.11. Comparación del peso de 3 chasises.

6.8 SIMULACIÓN Y RESULTADOS

Finalmente se realizaron las simulaciones correspondientes al modelo propuesto, los resultados de estas simulaciones se muestran en la tabla 6.6 y se grafican para facilitar la comparación con el chasis base en la figura 6.12, donde se observa que al igual que el chasis base con el simple cambio de material, las frecuencias naturales relevantes son prácticamente iguales a las del modelo base.

Tabla 6.6. Desempeño del chasis Propuesto de aluminio.

Función Nivel			Soporte de componentes	Comfort	Frecuencias críticas		
Sistema	Chasis						
			Rigidez Vertical (N/mm)	Rigidez Torsional (N·m/deg)	Frecuencia Torsional (Hz)	Frecuencia Lateral (Hz)	Frecuencia Doblado (Hz)
			3891.1	181	4.63	11.93	23.91

También se observa que la rigidez vertical se encuentra dentro del rango definido en el capítulo 2 de entre 3,400N/mm y 4,700N/mm.

Sin embargo, se observa que la rigidez torsional es 55% menor a la del modelo base, lo cual probablemente tenga implicaciones en la sensación del manejo, ya que, en el capítulo 2 de este trabajo se definió un rango para esta rigidez de entre los 360Nm/deg y los 730 Nm/deg, la frecuencia torsional del modelo propuesto se encuentra por debajo del rango.

Por lo que la siguiente iteración que se realice del modelo debe enfocarse en incrementar únicamente la rigidez torsional.

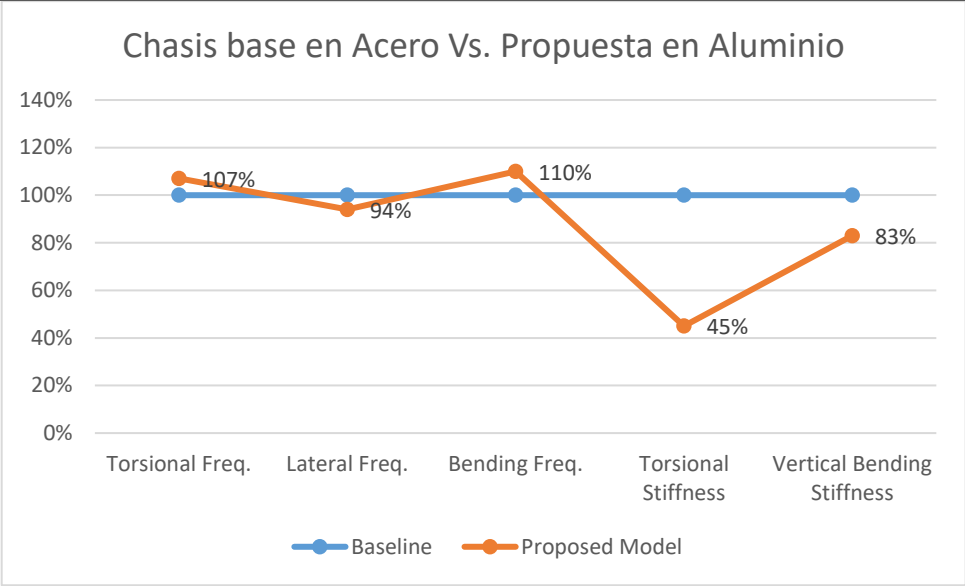


Figura 6.12. Representación gráfica de las zonas de concentración de esfuerzos.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

Se desarrolló una metodología capaz de reducir la cantidad de iteraciones en el proceso de diseño ya que se basa en un análisis de sensibilidad inicial para localizar los puntos críticos en la estructura.

El beneficio principal de esta metodología es que el análisis de sensibilidad da soporte a las propuestas que se generan, de manera que ya no se realizan únicamente en base a la experiencia del diseñador, lo que acelera el proceso y además da certidumbre a cada iteración.

Se definió un caso de estudio, el resultado de éste fue comparado con los valores óptimos, definidos en el capítulo 2, con lo que se pudo comprobar que en la primera iteración fue posible alcanzar los valores óptimos para 4 parámetros de desempeño de los 5 definidos.

La aportación científica y tecnológica de este trabajo radica principalmente en la metodología desarrollada a través de un análisis de sensibilidad para basar en datos la realización de propuestas de diseño. Además de la obtención de datos a través de simulaciones numéricas, ya que estas favorecen la creación de una amplia base de datos para la empresa.

Los resultados de este trabajo de investigación fueron expuestos en el congreso Integridad Confiabilidad Falla (IRF) por sus siglas en ingles en el mes de junio del 2018.

7.2 RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

Para el diseño de un chasis de aluminio se recomienda simular una versión para el caso de estudio, en el que los travesaños tengan un espesor mayor o sean de acero para incrementar la rigidez torsional, ya que es el único parámetro que no cumplió con el rango definido.

Se recomienda profundizar más esta investigación continuando la búsqueda de la reducción de tiempo además de la certidumbre en las propuestas de diseño. Idealmente llegando a un mapeo del espacio de diseño el cual pueda incluso automatizarse a través de un software.

REFERENCIAS

- [1] B. Heissing y M. E. Ersoy, Chassis Handbook, Berlin: Springer, 2011.
- [2] J. Reimpell, H. Stoll y J. W. Betzler, The Automotive Chassis: Engineering Principles, 2 ed., Oxford: Butterworth Heinmann, 2001.
- [3] Alternative Fuels Data Center, «<https://www.afdc.energy.gov/data/widgets/10380>,» 24 10 2012. [En línea]. Available: <https://www.afdc.energy.gov/data/widgets/10380>. [Último acceso: 25 10 2018].
- [4] EPA, «EPA,» 25 10 2016. [En línea]. Available: <https://www.epa.gov/regulations-emissions-vehicles-and-engines/final-rule-greenhouse-gas-emissions-and-fuel-efficiency>. [Último acceso: 03 10 2018].
- [5] G. McCarthy, «NHTSA,» 16 07 2016. [En línea]. Available: <https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.dot.gov/files/phase-2-hd-fuel-efficiency-ghg-final-rule.pdf>. [Último acceso: 03 10 2018].
- [6] U. S. Department of Energy, «<https://energy.gov>,» 16 08 2016. [En línea]. Available: <https://energy.gov/articles/energy-department-announces-137-million-investment-commercial-and-passenger-vehicle>. [Último acceso: 14 12 2017].
- [7] Kurdi, Ojo; Rahman, Roslan Abdul; Samin, Pakharudin Mohd;, «Optimization of Heavy Duty Truck Chassis Design by Considering Torsional Stiffness and Mass of the dtructure,» *Applied Mechanics and Materials*, vol. 554, pp. 459-463, 06 2014.
- [8] I. Tikekar y A. Damle, «Weight reduction of heavy duty truck chassis through material optimization,» *International Journal of Engineering Research and General Science*, vol. 4, n° 3, 06 2016.
- [9] P. Laxminagaprasad, U. A. Kumar y P. Shashidar, «Modeling and optimization of heavy vehicle chassis frame,» *2nd International Conference on Recent Innovation in Science, Technology, Management and Enviroment*, pp. 55-63, 20 11 2016.
- [10] J. L. Galos, «Lightweight Composite Trailer Design,» Cambridge, 2017.
- [11] H. Mangole, «Cross- section and material optimization of an automotive chassis using FEA,» *World Scientific News*, pp. 98-110, 17 03 2017.

REFERENCIAS

- [12] N. M. G. Ahmad O. Moaaz, «A Review of the Fatigue Analysis of Heavy Duty Truck Frames,» *American Journal of Engineering Research*, vol. 3, n° 10, pp. 01-06, 10 2014.
- [13] S. Macey y G. Wardle, H-Point The Fundamentals of car Design and Packaging, Culver: Design Studio Press, 2009.
- [14] R. Bosch, «Chassis frames,» de *Automotive Handbook*, Bosch, 2002, p. 1058.
- [15] M. M. Davoodi, S. M. Saupan, A. Aidy, N. A. A. Osman y A. A. Oshkour, «Development Process of new bumper beam for passenger car: A review,» *Materials and Design*, n° 40, pp. 304-313, 2012.
- [16] J. M. Gere y B. J. Goodno, Mecánica de Materiales, Cengage Learning, 2009.
- [17] L. I. Bortoluzzi, A. Schommer, M. Martins y A. A. Buenos, «Formula SAE Chassis Design to Improve Suspension Tuning,» *SAE Technical Paper*, October 2016.
- [18] R. W. B. y G. A. R., «Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis,» *SAE Technical Paper*, 01 2002.
- [19] J. He y Z.-F. Fu, Modal analysis, Oxford: Butterworth Heinemann, 2001.
- [20] C. M. Harris y A. G. Piersol, Harri's Shock and Vibration Handbook, Fifth Edition ed., New York: McGraw-Hill, 2002.
- [21] Volvo Trucks North America, «Volvo Body Builder Instructions,» Volvo Trucks USA, 01 2017. [En línea]. Available: <https://www.volvotrucks.us/parts-and-services/service/body-builder/manuals/>.
- [22] M. F. Spotts y T. E. Shoup, Design of Machine Elements, 7 ed., Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall, 1998.
- [23] R. L. Mott, Machine Elements in Mechanical Design, 4 ed., Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall, 2004.
- [24] N. Toric y I. Boko, «Comparative analysis of steel and aluminum structures,» vol. 13, pp. 50-61, 12 2016.
- [25] D. Skejic, I. Boko y N. Toric, «Aluminium as a material for modern structures,» *Gradevinar*, vol. 67, pp. 1075-1085, 10 12 2015.
- [26] K. Yang y B. El-Haik, Design for Six Sigma A Roadmap for Product Development, Chicago: McGraw-Hill, 2003.

REFERENCIAS

- [27] H. Gutiérrez Pulido y R. de la Vara Salazar, *Análisis y Diseño de Experimentos*, D.F.: Mc Graw Hill, 2004.
- [28] D. C. Montgomery, *Introduction to Statistical Quality Control*, 6 ed., Jefferson City: John Wiley & Sons, Inc., 2009.
- [29] K. N. Otto y K. L. Wood, *Product Design Techniques in Reverse Engineering and New Product Development*, New Jersey: Prentice Hall, 2001.
- [30] Aiteco, «Aiteco Consultores,» 2013. [En línea]. Available: <https://www.aiteco.com/qfd-despliegue-de-la-funcion-de-calidad/>. [Último acceso: 04 11 2018].
- [31] L. M. Franco y J. Leal, «Método de inventiva para solucionar problemas: aplicación bimetal,» *Ciencia UANL*, n° 88, 07 11 2017.
- [32] O. C. Zienkiewicz y R. L. Taylor, *The finite element method. A practical approach*, Butterworth, 2000.
- [33] D. V. Hutton, *Fundamentals of finite element analysis*, McGraw Hill, 2004.
- [34] K. H. Huebner, D. L. Dewhirst, D. E. Smith y T. G. Byrom, *The finite element method for engineers*, Wiley, 1995.
- [35] J. N. Reddy, *An introduction to the finite element method*, McGraw Hill, 1993.
- [36] R. W. Clough, «The finite element method after twenty-five years: A personal view,» *Computers and Structures*, vol. 12, pp. 361-370, 1980.
- [37] Paul Du Bois y Altair Engineering Inc., «Altair University,» 01 03 2013. [En línea]. Available: <https://altairuniversity.com/8889-some-principles-of-explicit-finite-element-analysis-by-paul-du-bois-and-altair-engineering-inc-videos/>. [Último acceso: 29 08 2017].
- [38] D. L. Logan, *A First Course in the Finite Element Method*, Cenegage Learning, 2010.
- [39] M. J. Forray, *Variational Calculus in Science and Engineering*, Wiley, New York: McGraw-Hill, 1968.
- [40] W. T. Thompson y M. D. Dahleh, *Theory of vibrations with Applications*, 5 ed., Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1998.
- [41] Volvo Truck Group North America, LLG, «VNM Volvo Trucks,» 2016. [En línea]. Available: https://www.njpacoop.org/files/8814/8069/6510/VNM_Brochure.pdf. [Último acceso: 15 04 2018].

REFERENCIAS

- [42] Volvo Trucks North America, «Volvo Trucks,» 01 2017. [En línea]. Available: https://www.volvotrucks.us/-/media/vtna/files/shared/body-builder/manuals/volvo_section-7-frame.pdf/. [Último acceso: 15 04 2018].
- [43] G. E. Box, J. S. Hunter y W. G. Hunter, Estadística para Investigadores Diseño Innovación y descubrimiento, 2 ed., Barcelona: Editorial Reverté, 2008.
- [44] Cambridge Systematics, Inc., Caltrans, 2017. [En línea]. Available: http://www.dot.ca.gov/hq/tpp/offices/ogm/trucks/FHWA_Vehicle-Classes-With-Definitions%20cs.pdf. [Último acceso: 13 01 2018].

RESUMEN AUTOBIBLIOGRÁFICO

ANA LORENA RAMOS GARCÍA

Candidata para el Grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz

Tesis: “Metodología de diseño de chasis en aluminio”

La ingeniera Ana Lorena Ramos García nació en la ciudad de Monterrey N.L. México el 2 de febrero de 1988. Es hija del Sr. Ángel Javier Ramos Cortés y la Sra. Mirna María García Guerra.

Cursó sus estudios profesionales en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León, obteniendo el título de Ingeniero en Mecatrónica en el año 2010.

En agosto del año 2014 inició sus estudios de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz, becada por el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) en convenio con la empresa Metalsa, misma donde se realizó el proyecto de tesis.